

Marcos Pueo Arteta

Diseño, fabricación, calibración y  
caracterización de máquinas de  
ensayos de rodadura para  
engranajes sínfin-corona

Departamento  
Ingeniería de Diseño y Fabricación

Director/es  
Santolaria Mazo, Jorge

<http://zaguan.unizar.es/collection/Tesis>



Reconocimiento – NoComercial –  
SinObraDerivada (by-nc-nd): No se  
permite un uso comercial de la obra  
original ni la generación de obras  
derivadas.

© Universidad de Zaragoza  
Servicio de Publicaciones

ISSN 2254-7606



Tesis Doctoral

**DISEÑO, FABRICACIÓN,  
CALIBRACIÓN Y CARACTERIZACIÓN  
DE MÁQUINAS DE ENSAYOS DE  
RODADURA PARA ENGRANAJES  
SINFÍN-CORONA**

Autor

Marcos Pueo Arteta

Director/es

Santolaria Mazo, Jorge

**UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA**  
Ingeniería de Diseño y Fabricación

2016





**Universidad**  
Zaragoza

Departamento de Ingeniería de Diseño y Fabricación  
Escuela de Ingeniería y Arquitectura

TESIS DOCTORAL

**DISEÑO, FABRICACIÓN, CALIBRACIÓN Y CARACTERIZACIÓN  
DE MÁQUINAS DE ENSAYOS DE RODADURA PARA  
ENGRANAJES SINFÍN-CORONA**

Autor

**Marcos Pueo Arteta**

Director

**Dr. D. Jorge Santolaria Mazo**

Zaragoza, Septiembre 2016



*A mi esposa e hijos.  
Os quiero de todo corazón.*



## ***Agradecimientos***

En primer lugar, a mi director de tesis por su gran interés y dedicación, el Dr. Jorge Santolaria Mazo, que sin su tiempo y apoyo a largo de estos años este trabajo no hubiera sido posible. Gracias Jorge, me tienes a tu disposición para lo que necesites.

Al Centro Universitario de la Defensa por darme la oportunidad de alcanzar metas que nunca antes hubiera pensado y dedicarme a una profesión tan bonita y especial.

A la dirección y el personal de Echeverría Construcciones Mecánicas por financiar y dar soporte técnico a este proyecto. En particular a Guillermo y Álvaro que sin su ayuda esta locura no habría llegado a buen puerto.

A los miembros de GIFMA que me han ayudado y se han interesado por mí durante todo este tiempo. Especialmente a Miguel Ángel y Sergio porque una parte de este trabajo les pertenece.

A los componentes del Taller de Mecánica de Precisión de la Universidad de Zaragoza, por su colaboración desinteresada en esos pequeños problemas del día a día.

A todos los compañeros del CUD que me han estado apoyado durante todo este largo proceso. De manera especial, gracias a la ayuda y los ánimos recibidos de Raquel, Marta, Silvia y Jorge, sobre todo en esos momentos de oscuridad y pesadumbre.

A todos aquellos a los que considero mis amigos por alegrarse de los éxitos de los demás.

A toda mi familia. Principalmente a mi madre, donde quiera que esté, y a mi padre por enseñarnos a no tirar nunca la toalla por grandes que sean las dificultades, afrontándolas con tesón y valentía.

Finalmente, quiero agradecer con especial cariño a mi mujer, Pilar, y a mis dos hijos, Lucas y Bruno, su paciencia y comprensión durante este tiempo. Gracias por estar ahí en todo momento y haber asumido más de lo que os corresponde.



# *Indice*

<b>INDICE.....</b>	<b>7</b>
<b>INDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>11</b>
<b>INDICE DE TABLAS .....</b>	<b>17</b>
<b>LISTADO DE ACRÓNIMOS.....</b>	<b>19</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>21</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>23</b>
<b>1 INTRODUCCION .....</b>	<b>25</b>
1.1 ÁMBITO DE APLICACIÓN.....	25
1.2 OBJETIVOS .....	26
1.3 ESTRUCTURA.....	28
<b>2 ENSAYOS DE RODADURA EN LA METROLOGIA DE ENGRANAJES.....</b>	<b>31</b>
2.1 INTRODUCCIÓN.....	31
2.2 TIPOS DE ENGRANAJES .....	33
2.3 GEOMETRÍA BÁSICA DE ENGRANAJES.....	35
2.3.1 <i>Evolente y engrane</i> .....	36
2.3.2 <i>Parámetros fundamentales y terminología</i> .....	39
2.4 METROLOGÍA DEL ENGRANAJE.....	42
2.4.1 <i>Calidad de un engranaje</i> .....	43
2.4.2 <i>Medición de un engranaje</i> .....	46
2.5 ENSAYOS DE RODADURA .....	56
2.5.1 <i>Sentando las bases</i> .....	56
2.5.2 <i>Evolución y actualidad</i> .....	63
2.5.3 <i>Nuevas aplicaciones</i> .....	70
2.5.4 <i>Normativa aplicada</i> .....	72
2.5.5 <i>Descripción completa de ensayos según VDI/VDE 2608</i> .....	74
<b>3 DISEÑO Y FABRICACION DE EQUIPOS DE RODADURA.....</b>	<b>81</b>
3.1 INTRODUCCIÓN.....	81
3.2 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE DISEÑO Y NORMATIVA .....	84
3.3 REQUISITOS TÉCNICOS Y SELECCIÓN DE COMPONENTES .....	87
3.3.1 <i>Movimientos necesarios</i> .....	87
3.3.2 <i>Selección de instrumentos de medida</i> .....	88
3.3.3 <i>Selección del accionamiento</i> .....	93
3.4 RETROFIT MÁQUINA DE ENSAYOS DE RODADURA A DOS FLANCOS (MÁQUINA 1) .....	94
3.4.1 <i>Descripción de la máquina</i> .....	95
3.4.2 <i>Estado inicial y consideraciones previas</i> .....	95
3.4.3 <i>Bancada y sus elementos</i> .....	97
3.4.4 <i>Carro porta-sinfín</i> .....	99
3.4.5 <i>Columna porta-corona</i> .....	101
3.4.6 <i>Esquema de funcionamiento y software</i> .....	102
3.5 MÁQUINA DE ENSAYOS DE RODADURA A UNO Y A DOS FLANCOS (MÁQUINA 2).....	104
3.5.1 <i>Diseños preliminares y estructura final</i> .....	105
3.5.2 <i>Descripción general de la máquina</i> .....	107
3.5.3 <i>Bancada</i> .....	108

3.5.4	<i>Columna porta-sinfín</i> .....	109
3.5.5	<i>Carro porta-coronas</i> .....	114
3.5.6	<i>Esquema de funcionamiento y software</i> .....	117
<b>4</b>	<b>CALIBRACIÓN DE EQUIPOS DE RODADURA.....</b>	<b>119</b>
4.1	INTRODUCCIÓN .....	119
4.2	CALIBRACIÓN EN EQUIPOS DE RODADURA .....	122
4.3	VERIFICACIONES MECÁNICAS INICIALES.....	125
4.3.1	<i>Verificación del eje porta-coronas</i> .....	126
4.3.2	<i>Alineación entre punto y contrapunto porta-sinfín</i> .....	126
4.3.3	<i>Perpendicularidad entre ejes</i> .....	127
4.3.4	<i>Medición de errores en las guías lineales</i> .....	128
4.4	CALIBRACIÓN MAQUINA 1.....	130
4.4.1	<i>Compensación numérica encoder lineal M1 (Eje Y)</i> .....	132
4.4.2	<i>Compensación numérica palpador lineal M1 (Eje Y1)</i> .....	134
4.4.3	<i>Compensación numérica reloj comparador M1 (Eje Z)</i> .....	135
4.4.4	<i>Resto de errores M1</i> .....	137
4.4.5	<i>Resumen de los valores obtenidos en la calibración de la máquina 1</i> .....	139
4.5	CALIBRACIÓN MÁQUINA 2.....	140
4.5.1	<i>Compensación numérica encoder lineal horizontal M2 (Eje X)</i> .....	143
4.5.2	<i>Compensación palpador lineal M2 (X1)</i> .....	144
4.5.3	<i>Compensación numérica encoder lineal vertical M2 (Eje Z)</i> .....	145
4.5.4	<i>Resto de errores por desplazamiento del carro porta-coronas M2 (Eje X)</i> .....	146
4.5.5	<i>Resto de errores por desplazamiento del carro porta-sinfín M2 (Eje Z)</i> .....	150
4.5.6	<i>Errores de los encoders angulares</i> .....	152
4.5.7	<i>Resumen de los valores obtenidos en la calibración de la máquina 2</i> .....	154
4.6	PROTOCOLO DE CALIBRACIÓN PERIÓDICA.....	155
4.6.1	<i>Protocolo general de arranque</i> .....	155
4.6.2	<i>Definición de rutinas en el tiempo</i> .....	158
<b>5</b>	<b>CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL.....</b>	<b>161</b>
5.1	INTRODUCCIÓN .....	161
5.2	ENSAYOS DE CARACTERIZACIÓN MÁQUINA 1.....	162
5.2.1	<i>Descripción general de los ensayos de rodadura M1</i> .....	163
5.2.2	<i>Ensayo básico de repetibilidad M1</i> .....	165
5.2.3	<i>Ensayos de repetibilidad de los componentes M1</i> .....	166
5.2.4	<i>Ensayo de repetibilidad montaje ruedas M1</i> .....	168
5.3	ENSAYOS DE INTERCOMPARACIÓN ENTRE EQUIPOS .....	170
5.3.1	<i>Equipos y engranajes empleados</i> .....	171
5.3.2	<i>Condiciones y ejecución de ensayo</i> .....	172
5.3.3	<i>Resultados</i> .....	173
5.4	ENSAYOS DE CARACTERIZACIÓN MÁQUINA 2.....	177
5.4.1	<i>Parámetros de medición</i> .....	179
5.4.2	<i>Ensayos básicos de repetibilidad y metodología M2</i> .....	183
5.4.3	<i>Ensayos de repetibilidad de los componentes M2</i> .....	184
5.4.4	<i>Ensayos de repetibilidad montaje ruedas M2</i> .....	188
5.5	CARACTERIZACIÓN DE ENSAYOS DE RODADURA .....	191
5.5.1	<i>Coeficientes de sensibilidad experimentales</i> .....	192
5.5.2	<i>Influencia de otras variables</i> .....	199
<b>6</b>	<b>CÁLCULO DE LA INCERTIDUMBRE DE MEDIDA.....</b>	<b>203</b>

6.1	INTRODUCCIÓN.....	203
6.2	FUENTES DE ERROR E INCERTIDUMBRE .....	204
6.3	MÉTODOS DE ESTIMACIÓN DE LA INCERTIDUMBRE EN MÁQUINAS DE ENSAYOS DE RODADURA....	209
6.3.1	<i>Método de sustitución en equipos de rodadura a dos flancos.....</i>	210
6.3.2	<i>Método de comparación en equipos de rodadura a dos flancos .....</i>	211
6.3.3	<i>Método del balance de incertidumbre en equipos de rodadura.....</i>	212
6.4	ESTIMACIÓN DE INCERTIDUMBRE EN ENSAYOS DE RODADURA A DOS FLANCOS .....	213
6.4.1	<i>Estimación de incertidumbre Máquina 1 .....</i>	216
6.4.2	<i>Compatibilidad. Evaluación del error normalizado En .....</i>	230
6.4.3	<i>Estimación de incertidumbre Máquina 2 .....</i>	233
6.5	ESTIMACIÓN DE INCERTIDUMBRE EN ENSAYOS DE RODADURA A UN FLANCO .....	250
6.5.1	<i>Estimación de incertidumbre Máquina 2 .....</i>	252
6.6	OPTIMIZACIÓN DEL BALANCE DE INCERTIDUMBRE M2 .....	266
<b>7</b>	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>273</b>
7.1	CONCLUSIONES .....	273
7.2	TRABAJOS FUTUROS .....	279
7.3	INVESTIGACIÓN Y PUBLICACIÓN DE RESULTADOS.....	280
<b>8</b>	<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>285</b>



## **Indice de Figuras**

<i>Figura 2.1</i>	Ejemplo elementos compuestos de engranajes.....	31
<i>Figura 2.2</i>	Ejemplo tamaños de engranaje.....	32
<i>Figura 2.3</i>	Dibujo original Leonardo da Vinci (fuente: www.sightswithin.com).....	33
<i>Figura 2.4</i>	Engranajes con ejes paralelos (fuente: KHK) .....	34
<i>Figura 2.5</i>	Engranajes con ejes que se cortan (fuente: KHK).....	34
<i>Figura 2.6</i>	Engranajes con ejes que se cruzan (fuente: KHK) .....	35
<i>Figura 2.7</i>	Trazado de la evolvente.....	36
<i>Figura 2.8</i>	Parámetros envolvente diseño engranajes.....	37
<i>Figura 2.9</i>	Contacto entre dos evolventes .....	38
<i>Figura 2.10</i>	Comparativa tamaño engranajes en función del módulo (fuente: KHK) .....	40
<i>Figura 2.11</i>	Geometría completa en una transmisión (fuente: adaptación KHK) .....	41
<i>Figura 2.12</i>	Perfil de referencia (fuente: adaptación KHK).....	42
<i>Figura 2.13</i>	Locomotora de vapor Coalbrookdale (1803) (fuente: Science Museum).....	42
<i>Figura 2.14</i>	Error perfil de diente (fuente: KHK) .....	44
<i>Figura 2.15</i>	Distorsión de diente (fuente: KHK).....	44
<i>Figura 2.16</i>	Error paso de diente (fuente: KHK).....	44
<i>Figura 2.17</i>	Excentricidad de la rueda (fuente: KHK).....	44
<i>Figura 2.18</i>	Contacto en la transmisión (fuente: KHK) .....	44
<i>Figura 2.19</i>	Ejemplo tabla de tolerancias para desviación del paso (fuente [21]).....	45
<i>Figura 2.20</i>	Medición espesor de diente (fuente: adaptación [24]).....	47
<i>Figura 2.21</i>	Medición longitud cordal (fuente: adaptación [24]).....	48
<i>Figura 2.22</i>	Medición intervalo entre dientes (fuente: adaptación [24]) .....	48
<i>Figura 2.23</i>	Verificación runout y excentricidad (fuente: [24]) .....	48
<i>Figura 2.24</i>	Máquina de medición de engranajes GMI (fuente Mahr) .....	49
<i>Figura 2.25</i>	Medición de engranajes mediante MMC (fuente Zeiss).....	50
<i>Figura 2.26</i>	Ejemplo desviación del perfil de diente (fuente: adaptación [24]).....	51
<i>Figura 2.27</i>	Ejemplo desviación alineación del diente (fuente: adaptación [24]) .....	52
<i>Figura 2.28</i>	Desviación del paso y del paso acumulado (fuente: KHK y [24]).....	52
<i>Figura 2.29</i>	Gráfica de runout (fuente KHK).....	53
<i>Figura 2.30</i>	Esquema de funcionamiento de los ensayos de rodadura .....	54
<i>Figura 2.31</i>	Ejemplo máquina de ensayo de rodadura (fuente Frenco).....	55
<i>Figura 2.32</i>	Patrones Rollscan (fuente Frenco) .....	55
<i>Figura 2.33</i>	Ejemplo mallas generadas por Rollscan (fuente Frenco) .....	56
<i>Figura 2.34</i>	Ejemplo patentes de máquinas de ensayos funcionales (fuente [34], [35]) .....	57
<i>Figura 2.35</i>	Ejemplos de las curvas del desplazamiento (fuente [50]) .....	59
<i>Figura 2.36</i>	Interpretación de la variación de paso en el ensayo a un flanco (fuente [50]) .....	60
<i>Figura 2.37</i>	Efecto de los errores geométricos en la transmisión (fuente [50]) .....	60
<i>Figura 2.38</i>	Espectro de frecuencias (fuente [51]) .....	61
<i>Figura 2.39</i>	Localización angular de los huecos fresados y acabados según Smith (fuente [56])......	62
<i>Figura 2.40</i>	Resultados típicos de ensayos de rodadura con Runout y Paso Acumulado (fuente [50]).....	63
<i>Figura 2.41</i>	Ejemplo de los cuatro tipos de dientes del patrón propuesto por Zhaolong et al. (fuente [57]).....	64
<i>Figura 2.42</i>	Técnica de separación de error multipaso para dos engranajes (fuente [59]) .....	65
<i>Figura 2.43</i>	Técnica de separación de error por medio de 3 engranajes (fuente [59]).....	65
<i>Figura 2.44</i>	Diseño de la máquina de ensayos compuestos radiales de Ma et al. (fuente [66])......	66
<i>Figura 2.45</i>	Esquema de la máquina de profesor Shi (fuente [71]).....	68
<i>Figura 2.46</i>	Comparación entre las GPIE y error de transmisión (fuente [75]).....	69

<i>Figura 2.47</i>	<i>Esquema de funcionamiento con sonda patrón de cremallera (fuente [79]) .....</i>	69
<i>Figura 2.48</i>	<i>Esquema de equipo basado en el ensayo de rodadura a un flanco para engranajes frontales (fuente [80]) .....</i>	70
<i>Figura 2.49</i>	<i>Ensayo compuesto radial para microengranajes (fuente [82]) .....</i>	71
<i>Figura 2.50</i>	<i>Comparativa de las normas de ensayo compuesto radial (fuente [86]) .....</i>	72
<i>Figura 2.51</i>	<i>Ensayo compuesto tangencial (fuente [30]) .....</i>	75
<i>Figura 2.52</i>	<i>Evaluación de la inspección compuesta tangencial (fuente [30]) .....</i>	76
<i>Figura 2.53</i>	<i>Ensayo compuesto radial (fuente [30]) .....</i>	78
<i>Figura 2.54</i>	<i>Evaluación de la inspección compuesta radial (fuente [30]) .....</i>	78
<i>Figura 3.1</i>	<i>a) Equipo comercial de rodadura (fuente Freenco); b) Máquina dedicada especial (fuente Marposs) .....</i>	82
<i>Figura 3.2</i>	<i>a) Ensayo de rodadura a un flanco; b) Ensayo de rodadura a dos flancos .....</i>	86
<i>Figura 3.3</i>	<i>Esquema de funcionamiento de máquina de ensayos de rodadura para sinfín-corona según ANSI/AGMA 2111-A98 (fuente [109]). a) Ensayo de rodadura a un flanco; b) Ensayo de rodadura a dos flancos .....</i>	87
<i>Figura 3.4</i>	<i>Movimientos principales en ensayos de rodadura para sinfín-corona .....</i>	88
<i>Figura 3.5</i>	<i>Encoder angular (fuente Heidenhain). a) Imagen RON 287; b) Distribución de las marcas de referencia; c) Principio de funcionamiento .....</i>	90
<i>Figura 3.6</i>	<i>Palpador lineal (fuente Heidenhain). a) Imagen Specto ST 1288; b) Principio de funcionamiento .....</i>	91
<i>Figura 3.7</i>	<i>Encoder lineal (fuente Heidenhain) a) Imagen LF 485 C;; b) Distribución de las marcas de referencia; c) Principio de funcionamiento .....</i>	92
<i>Figura 3.8</i>	<i>Comparador electrónico de esfera Tesa Digico 305 M (fuente Tesa Group) .....</i>	92
<i>Figura 3.9</i>	<i>Accionamiento ensayo (fuente Faulhaber) .....</i>	93
<i>Figura 3.10</i>	<i>Retrofit máquina de ensayos de rodadura a dos flancos .....</i>	94
<i>Figura 3.11</i>	<i>Partes principales máquina ensayos de rodadura a dos flancos .....</i>	95
<i>Figura 3.12</i>	<i>Estado inicial máquina .....</i>	96
<i>Figura 3.13</i>	<i>Desmontaje y medición de piezas .....</i>	96
<i>Figura 3.14</i>	<i>Elementos de la bancada .....</i>	97
<i>Figura 3.15</i>	<i>Medición guías de la bancada .....</i>	98
<i>Figura 3.16</i>	<i>Detalle constructivo arrastre y bloqueo carro porta-sinfín .....</i>	98
<i>Figura 3.17</i>	<i>Detalle montaje encoder lineal (fuente Heidenhain) .....</i>	99
<i>Figura 3.18</i>	<i>Detalle regulación sistema elástico y palpador lineal .....</i>	99
<i>Figura 3.19</i>	<i>Carro porta-sinfín .....</i>	100
<i>Figura 3.20</i>	<i>Montaje punto y contrapunto .....</i>	100
<i>Figura 3.21</i>	<i>Medición guía de arrastre carro porta-sinfín .....</i>	101
<i>Figura 3.22</i>	<i>Columna porta-corona .....</i>	101
<i>Figura 3.23</i>	<i>a) Sistema de regulación de altura; b) Regulación del sistema elástico .....</i>	102
<i>Figura 3.24</i>	<i>Software de control. a) Pantalla de ejecución de ensayos; b) Ejemplo gráfica resultante Fi” .....</i>	103
<i>Figura 3.25</i>	<i>Esquema de conexión instrumentos de medida y accionamiento M1 .....</i>	104
<i>Figura 3.26</i>	<i>a) Alternativa 1; b) Alternativa2 .....</i>	106
<i>Figura 3.27</i>	<i>a) Alternativa 3; b) Alternativa 4 .....</i>	106
<i>Figura 3.28</i>	<i>Ejemplo de modelado en SolidWorks de alternativas 1 y 4 .....</i>	107
<i>Figura 3.29</i>	<i>Partes y dimensiones principales máquina rodadura a uno y dos flancos .....</i>	107
<i>Figura 3.30</i>	<i>Elementos bancada .....</i>	108
<i>Figura 3.31</i>	<i>Guías lineales RM/RV (fuente Rosa). a) Error de paralelismo; b) Ejemplo de montaje .....</i>	109
<i>Figura 3.32</i>	<i>Elementos columna porta-sinfín .....</i>	109
<i>Figura 3.33</i>	<i>Fabricación columna porta-sinfín .....</i>	110
<i>Figura 3.34</i>	<i>Optimización columna porta-sinfín .....</i>	110
<i>Figura 3.35</i>	<i>Carro porta-sinfín .....</i>	111

<i>Figura 3.36</i>	Diseño travesaño.....	112
<i>Figura 3.37</i>	Travesaño, punto y contrapunto .....	112
<i>Figura 3.38</i>	Montaje punto motriz.....	113
<i>Figura 3.39</i>	Montaje contrapunto.....	113
<i>Figura 3.40</i>	Elementos carro porta-coronas.....	114
<i>Figura 3.41</i>	Detalles constructivos carro porta-coronas.....	115
<i>Figura 3.42</i>	Regulación del sistema elástico del carro secundario.....	115
<i>Figura 3.43</i>	Conjunto eje porta-coronas.....	116
<i>Figura 3.44</i>	Regulación del freno del eje porta-coronas.....	117
<i>Figura 3.45</i>	Esquema de conexión instrumentos de medida y accionamiento M2.....	118
<i>Figura 4.1</i>	Jerarquía de calibración (fuente [124]) .....	121
<i>Figura 4.2</i>	Organización mundial de la trazabilidad de los artefactos de engranajes (fuente [1]).....	122
<i>Figura 4.3</i>	Artefactos calibrados; a) Disco excéntrico; b) Disco con planos (fuente [97]) .....	123
<i>Figura 4.4</i>	Alineación de ejes paralelos propuesto por AGMA 935 (fuente [97]) .....	125
<i>Figura 4.5</i>	Verificación eje porta-coronas; a) Excentricidad; b) Planitud de la cara de apoyo .....	126
<i>Figura 4.6</i>	Alineación punto y contrapunto porta-sinfín.....	127
<i>Figura 4.7</i>	Perpendicularidad entre ejes .....	127
<i>Figura 4.8</i>	Medición de errores en guías lineales; a) Reloj comparador; b) Interferómetro láser.....	128
<i>Figura 4.9</i>	Errores debidos al movimiento a lo largo de una línea recta (nominal) paralela al eje X (fuente [132]) .....	129
<i>Figura 4.10</i>	Esquema del error de posición en eje Y mediante interferometría láser (fuente [127]) .....	129
<i>Figura 4.11</i>	Esquemas de medición mediante interferometría láser (fuente [127]); a) Error de rectitud; b) Error de cabeceo .....	130
<i>Figura 4.12</i>	a) Posición de calibración automática; b) Calibración con galgas patrón e indicación de los ejes de referencia en MMC .....	131
<i>Figura 4.13</i>	Esquema del proceso de calibración.....	132
<i>Figura 4.14</i>	Compensación numérica distancia entre centros.....	133
<i>Figura 4.15</i>	Gráfica compensación lectura encoder lineal .....	133
<i>Figura 4.16</i>	Compensación numérica palpador lineal.....	134
<i>Figura 4.17</i>	Gráfica compensación lectura palpador lineal.....	135
<i>Figura 4.18</i>	Compensación numérica altura de engrane .....	136
<i>Figura 4.19</i>	Gráficas de compensación lectura reloj comparador .....	136
<i>Figura 4.20</i>	Errores corregidos mediante la compensación del encoder lineal.....	137
<i>Figura 4.21</i>	Errores en dirección Z no compensados.....	137
<i>Figura 4.22</i>	Error del sinfín en el eje Z por el desplazamiento en dirección Y .....	138
<i>Figura 4.23</i>	Errores en dirección X no compensados.....	138
<i>Figura 4.24</i>	Error de balanceo $E_{BY}$ del carro porta-sinfín .....	139
<i>Figura 4.25</i>	Medición mediante interferometría láser y nivel electrónico en M2 .....	140
<i>Figura 4.26</i>	Disposición de los ejes en Máquina 2 .....	141
<i>Figura 4.27</i>	Calibración del origen sistema de referencia; a) Punto de calibración automática; b) Calibración distancia entre centros mediante galgas; c) Calibración altura mediante galgas .....	142
<i>Figura 4.28</i>	Errores incluidos en la compensación del encoder lineal del eje X en M2 .....	143
<i>Figura 4.29</i>	Gráfica de la compensación del encoder lineal (Eje X) en M2 .....	144
<i>Figura 4.30</i>	Gráfica de la compensación del palpador lineal (Eje X1) en M2 .....	144
<i>Figura 4.31</i>	Gráfica del error de rectitud $E_{YX1}$ en M2.....	145
<i>Figura 4.32</i>	Montaje ópticas para medición del error de posicionamiento $E_{ZZ}$ .....	145
<i>Figura 4.33</i>	Errores incluidos en la compensación del encoder lineal del eje Z en M2 .....	146

<i>Figura 4.34</i>	Gráfica de la compensación del encoder lineal vertical (Eje Z) en M2 .....	146
<i>Figura 4.35</i>	Errores en dirección Z no compensados M2 .....	147
<i>Figura 4.36</i>	Gráfica del error de rectitud $E_{ZX}$ en M2 .....	147
<i>Figura 4.37</i>	Desplazamiento del punto de engrane por error de cabeceo $E_{BX}$ en M2 .....	148
<i>Figura 4.38</i>	Gráfica del error de cabeceo $E_{BX}$ en M2 .....	149
<i>Figura 4.39</i>	Errores en dirección Y no compensados en M2 .....	149
<i>Figura 4.40</i>	Gráfica del error de balanceo $E_{AX}$ en M2 .....	150
<i>Figura 4.41</i>	Error de cabeceo $E_{BZ}$ por desplazamiento del carro porta-sinfín en M2 .....	150
<i>Figura 4.42</i>	Gráfica del error de cabeceo $E_{BZ}$ en M2 .....	151
<i>Figura 4.43</i>	Errores en dirección X no compensados en M2 .....	151
<i>Figura 4.44</i>	Errores en dirección Y no compensados en M2 .....	152
<i>Figura 4.45</i>	Gráfica del error de guíñada $E_{AZ}$ en M2 .....	152
<i>Figura 4.46</i>	Medición del error de posicionamiento angular mediante mesa de indexación de referencia (fuente [131]) .....	153
<i>Figura 4.47</i>	Montaje encoders angulares en punto motriz y eje porta-coronas .....	153
<i>Figura 4.48</i>	Ejemplo recalibración de los instrumentos de medida mediante galgas en M1 .....	157
<i>Figura 4.49</i>	Ejemplo de calibración automática en M1 .....	157
<i>Figura 4.50</i>	Resumen de las rutinas de calibración periódica .....	159
<i>Figura 5.1</i>	Funcionamiento Máquina 1 .....	164
<i>Figura 5.2</i>	Descomposición de parámetros según la Transformada de Fourier .....	165
<i>Figura 5.3</i>	Máquinas intercomparación: a) Máquina A; b) Máquina B; c) Máquina C .....	172
<i>Figura 5.4</i>	Gráficas de los resultados del Tipo 1 (47/2); a) Corona 1.1; b) Corona 1.2; c) Corona 1.3; d) Corona 1.4 .....	174
<i>Figura 5.5</i>	Gráficas de los resultados del Tipo 2 (55/2); a) Corona 2.1; b) Corona 2.2; c) Corona 2.3; d) Corona 2.4 .....	175
<i>Figura 5.6</i>	Gráficas de los resultados del Tipo 3 (60/1); a) Corona 3.1; b) Corona 3.2; c) Corona 3.3; d) Corona 3.4 .....	176
<i>Figura 5.7</i>	Funcionamiento Máquina 2 .....	177
<i>Figura 5.8</i>	Montaje corona mediante pinza expansora .....	178
<i>Figura 5.9</i>	Relación entre juego circunferencial, normal y radial en corona .....	180
<i>Figura 5.10</i>	Esquema de juegos radiales máximo y mínimo .....	181
<i>Figura 5.11</i>	Detalle límites inferior y superior parámetro $Aa''$ .....	182
<i>Figura 5.12</i>	Graficas comparativas entre parámetros de SF y DF .....	191
<i>Figura 5.13</i>	Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a un flanco por efecto de la distancia entre centros de las ruedas .....	193
<i>Figura 5.14</i>	Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a dos flancos por efecto de la distancia entre centros de las ruedas .....	194
<i>Figura 5.15</i>	Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a un flanco por efecto de la altura entre ruedas .....	195
<i>Figura 5.16</i>	Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a dos flancos por efecto de la altura entre ruedas .....	195
<i>Figura 5.17</i>	Regulación del ángulo del travesaño .....	197
<i>Figura 5.18</i>	Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a un flanco por efecto de la falta de perpendicularidad entre ejes .....	197
<i>Figura 5.19</i>	Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a dos flancos por efecto de la falta de perpendicularidad entre ejes .....	198
<i>Figura 5.20</i>	Gráfica de la influencia de la velocidad de giro del sinfín sobre los parámetros de rodadura a un flanco .....	200
<i>Figura 5.21</i>	Gráfica de la influencia de la velocidad de giro del sinfín sobre los parámetros de rodadura a dos flancos .....	200

<i>Figura 5.22</i>	<i>Gráfica de la influencia del freno del eje porta-coronas sobre los parámetros de rodadura a un flanco .....</i>	201
<i>Figura 5.23</i>	<i>Gráfica de la influencia de fuerza del sistema elástico sobre los parámetros de rodadura a dos flancos.....</i>	202
<i>Figura 6.1</i>	<i>Tipos de errores en los resultados de medición (fuente [144]) .....</i>	205
<i>Figura 6.2</i>	<i>Componentes de la incertidumbre en la medición (fuente [144]) .....</i>	205
<i>Figura 6.3</i>	<i>Ejemplo tabla resumen de un balance de incertidumbre (fuente [144]) .....</i>	212



## **Indice de Tablas**

<i>Tabla 3.1</i>	<i>Tolerancias límite de los parámetros de rodadura para grado de calidad 6 y 7 según ISO.....</i>	<i>89</i>
<i>Tabla 3.2</i>	<i>Tolerancias límite de los parámetros de rodadura a un flanco de la Tabla 3.1 en arcosegundos .....</i>	<i>89</i>
<i>Tabla 4.1</i>	<i>Resumen errores en M1.....</i>	<i>140</i>
<i>Tabla 4.2</i>	<i>Resumen errores en M2.....</i>	<i>154</i>
<i>Tabla 5.1</i>	<i>Valores máximos de los parámetros de rodadura para diámetro 230 y módulo 4, según ISO [15].....</i>	<i>164</i>
<i>Tabla 5.2</i>	<i>Resultados ensayo básico de repetibilidad M1.....</i>	<i>166</i>
<i>Tabla 5.3</i>	<i>Resultados ensayos "retirar carro porta-coronas" M1.....</i>	<i>166</i>
<i>Tabla 5.4</i>	<i>Resultados ensayos "desplazar carro porta-sinfiń" M1 .....</i>	<i>167</i>
<i>Tabla 5.5</i>	<i>Resultados ensayos combinados "desplazar ambos carros" M1 .....</i>	<i>167</i>
<i>Tabla 5.6</i>	<i>Resultados ensayo "reinicio sistema" M1.....</i>	<i>167</i>
<i>Tabla 5.7</i>	<i>Resultados ensayo "comienzo en diente aleatorio" M1.....</i>	<i>168</i>
<i>Tabla 5.8</i>	<i>Resultados ensayo "variar altura" M1 .....</i>	<i>168</i>
<i>Tabla 5.9</i>	<i>Resultados ensayo "montaje sinfiń patrón" M1 .....</i>	<i>169</i>
<i>Tabla 5.10</i>	<i>Resultados ensayo "montaje corona mismo punto" M1.....</i>	<i>169</i>
<i>Tabla 5.11</i>	<i>Resultados ensayo "montaje corona en posición aleatoria" M1 .....</i>	<i>169</i>
<i>Tabla 5.12</i>	<i>Características de los engranajes de la intercomparación .....</i>	<i>172</i>
<i>Tabla 5.13</i>	<i>Resultado ensayos Corona 1 del Tipo 1 (47/2).....</i>	<i>173</i>
<i>Tabla 5.14</i>	<i>Resumen resultados ensayos del Tipo 1 (47/2).....</i>	<i>174</i>
<i>Tabla 5.15</i>	<i>Resumen resultados ensayos del Tipo 2 (55/2).....</i>	<i>175</i>
<i>Tabla 5.16</i>	<i>Resumen resultados ensayos del Tipo 3 (60/1).....</i>	<i>176</i>
<i>Tabla 5.17</i>	<i>Valores máximos de los parámetros de rodadura para diámetro 281 y módulo 5, según ISO [14], [15].....</i>	<i>178</i>
<i>Tabla 5.18</i>	<i>Resultados ensayo "repetibilidad básica SF" M2.....</i>	<i>183</i>
<i>Tabla 5.19</i>	<i>Resultados ensayo "repetibilidad básica DF" M2.....</i>	<i>183</i>
<i>Tabla 5.20</i>	<i>Resultados ensayo "repetibilidad básica SF+DF" M2 .....</i>	<i>184</i>
<i>Tabla 5.21</i>	<i>Resultados ensayo "retirar carro secundario porta-coronas" M2 .....</i>	<i>185</i>
<i>Tabla 5.22</i>	<i>Resultados ensayo "desplazar carro principal porta-coronas SF" M2.....</i>	<i>185</i>
<i>Tabla 5.23</i>	<i>Resultados ensayo "desplazar carro principal porta-coronas DF" M2.....</i>	<i>185</i>
<i>Tabla 5.24</i>	<i>Resultados ensayo "desplazar carro principal porta-coronas SF+DF" M2 .....</i>	<i>186</i>
<i>Tabla 5.25</i>	<i>Resultados ensayo "desplazar carro vertical porta-sinfiń SF" M2.....</i>	<i>186</i>
<i>Tabla 5.26</i>	<i>Resultados ensayo "desplazar carro vertical porta-sinfiń DF" M2 .....</i>	<i>186</i>
<i>Tabla 5.27</i>	<i>Resultados ensayo "desplazar carro vertical porta-sinfiń SF+DF" M2 .....</i>	<i>186</i>
<i>Tabla 5.28</i>	<i>Resultados ensayo "desplazar carro principal, secundario y vertical SF+DF" M2.....</i>	<i>187</i>
<i>Tabla 5.29</i>	<i>Resultados ensayo "reinicio sistema SF+DF" M2.....</i>	<i>187</i>
<i>Tabla 5.30</i>	<i>Resultados ensayo "comienzo en diente aleatorio SF+DF" M2.....</i>	<i>188</i>
<i>Tabla 5.31</i>	<i>Resultados ensayo "montaje sinfiń patrón SF+DF" M2 .....</i>	<i>189</i>
<i>Tabla 5.32</i>	<i>Resultados ensayo "montaje corona mismo punto SF+DF" M2 .....</i>	<i>189</i>
<i>Tabla 5.33</i>	<i>Resultados ensayo "montaje aleatorio corona SF+DF" M2 .....</i>	<i>190</i>
<i>Tabla 5.34</i>	<i>Resultados de la influencia de la distancia entre centros sobre los parámetros de rodadura .....</i>	<i>193</i>
<i>Tabla 5.35</i>	<i>Resultados de la influencia de la variación de la altura sobre los parámetros de rodadura .....</i>	<i>196</i>
<i>Tabla 5.36</i>	<i>Resultados de la influencia de la variación del ángulo entre los ejes sobre los parámetros de rodadura .....</i>	<i>198</i>

<i>Tabla 5.37</i>	<i>Resultados de la influencia de velocidad sobre los parámetros de rodadura.....</i>	199
<i>Tabla 5.38</i>	<i>Resultados de la influencia de la fuerza de frenado sobre los parámetros de rodadura a un flanco .....</i>	201
<i>Tabla 5.39</i>	<i>Resultados de la influencia de la fuerza del sistema elástico sobre los parámetros de rodadura a dos flancos .....</i>	202
<i>Tabla 6.1</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica de la calibración inicial M1 .....</i>	219
<i>Tabla 6.2</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro portasinfín M1 .....</i>	221
<i>Tabla 6.3</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica del montaje de las ruedas M1 .....</i>	223
<i>Tabla 6.4</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica de la posición en altura M1 .....</i>	224
<i>Tabla 6.5</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica debida a la ejecución del ensayo de rodadura a dos flancos M1.....</i>	226
<i>Tabla 6.6</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>F_i''</math> en M1 .....</i>	227
<i>Tabla 6.7</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>F_i''</math> de la zona de trabajo en M1 .....</i>	228
<i>Tabla 6.8</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>F_r''</math> en M1 .....</i>	229
<i>Tabla 6.9</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>f_i''</math> en M1 .....</i>	230
<i>Tabla 6.10</i>	<i>Incertidumbres expandidas Máquinas A, B y C.....</i>	232
<i>Tabla 6.11</i>	<i>Compatibilidad en los ensayos Tipo 1 (47/2) .....</i>	232
<i>Tabla 6.12</i>	<i>Compatibilidad en los ensayos Tipo 2 (55/2) .....</i>	233
<i>Tabla 6.13</i>	<i>Compatibilidad en los ensayos Tipo 3 (60/1) .....</i>	233
<i>Tabla 6.14</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica de la calibración inicial M2 .....</i>	237
<i>Tabla 6.15</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro portasinfín M2 .....</i>	239
<i>Tabla 6.16</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica del montaje de las ruedas M2 .....</i>	241
<i>Tabla 6.17</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro portasinfín M2 .....</i>	243
<i>Tabla 6.18</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica debida a la ejecución del ensayo de rodadura a dos flancos M2.....</i>	245
<i>Tabla 6.19</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>F_i''</math> en M2 .....</i>	246
<i>Tabla 6.20</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>F_i''</math> de la zona de trabajo en M2 .....</i>	247
<i>Tabla 6.21</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>F_r''</math> en M2 .....</i>	248
<i>Tabla 6.22</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>f_i''</math> en M2 .....</i>	249
<i>Tabla 6.23</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>A_a''</math> en M2 .....</i>	250
<i>Tabla 6.24</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica de la calibración inicial M2 .....</i>	255
<i>Tabla 6.25</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro portasinfín M2 .....</i>	257
<i>Tabla 6.26</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica del montaje de las ruedas M2 .....</i>	258
<i>Tabla 6.27</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro portasinfín M2 .....</i>	260
<i>Tabla 6.28</i>	<i>Resumen de la incertidumbre típica debida a la ejecución del ensayo de rodadura a un flanco M2 .....</i>	262
<i>Tabla 6.29</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>F_i'</math> en M2 .....</i>	263
<i>Tabla 6.30</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>F_i'</math> de la zona de trabajo en M2 .....</i>	264
<i>Tabla 6.31</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>F_p'</math> en M2 .....</i>	265
<i>Tabla 6.32</i>	<i>Incertidumbre expandida de <math>f_i'</math> en M2.....</i>	266
<i>Tabla 6.33</i>	<i>Optimización balance de incertidumbre <math>F_i''</math> en M2 .....</i>	267
<i>Tabla 6.34</i>	<i>Optimización balance de incertidumbre <math>f_i''</math> en M2 .....</i>	268
<i>Tabla 6.35</i>	<i>Optimización balance de incertidumbre <math>F_i'</math> en M2 .....</i>	269
<i>Tabla 6.36</i>	<i>Optimización balance de incertidumbre <math>f_i'</math> en M2 .....</i>	270
<i>Tabla 6.37</i>	<i>Resumen incertidumbre expandida antes y después de la optimización en M2 .....</i>	271

## ***Listado de acrónimos***

AENOR	Asociación Española de Normalización y Certificación
AGMA	American Gear Manufacturers Association (Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes)
AIST	National Institute of Advanced Industrial Science and Technology (Instituto Nacional Japonés de Ciencia y Tecnología Industrial)
ANSI	American National Standards Institute (Instituto Nacional Estadounidense de Normalización)
BGA	British Gear Association (Asociación Británica de Engranajes)
BIPM	Bureau International des Poids et Mesures (Oficina Internacional de Pesos y Medidas)
BSI	British Standards Institution (Instituto Británico de Normalización)
CNC	Computer Numeric Control (Control Numérico por Ordenador)
DF	Double Flank (Ensayo de rodadura a dos flancos)
DIN	Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)
EUROMET	European Association of National Metrology Institutes (Asociación Europea de Institutos Nacionales de Metrología)
GMI	Gear Measurement Instrument (Máquina automática de medir engranajes)
GUM	Guide to the expression of Uncertainty in Measurement (Guía para la Expresión de la Incertidumbre de Medida)
ISO	International Organization for Standardization (Organización Internacional para la Normalización)
JISC	Japanese Engineering Standards Committee (Comité Japones de Normalización de Ingeniería)
M1	Máquina 1
M2	Máquina 2
MMC	Máquina de Medir por Coordenadas
NGML	National Gear Metrology Laboratory (Laboratorio Nacional de Metrología de Engranajes de Gran Bretaña)

NIST	National Institute of Standards and Technology (Instituto Nacional Estadounidense de Normalización y Tecnología)
PC	Personal Computer (Ordenador Personal)
PTB	Nationale Physikalisch Technische Bundesanstalt (Instituto Nacional Alemán de Metrología)
SF	Single Flank (Ensayo de rodadura a un flanco)
VDI	Verein Deutscher Ingenieure (Asociación Alemana de Ingenieros)
VDE	Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik (Federación Alemana de Industrias Electrotécnicas, Electrónicas y de Tecnologías de la Información)

## ***Resumen***

La metrología de engranajes resulta compleja y extensa por las múltiples disposiciones, geometrías y tamaños. De entre las principales verificaciones automáticas, los ensayos de rodadura a uno y a dos flancos, también conocidos como compuesto tangencial y compuesto radial respectivamente, permiten obtener directamente parámetros relacionados con sus futuras condiciones de operación así como información sobre el propio proceso de fabricación. Al ofrecer ciertas ventajas sobre el resto de técnicas, por su carácter funcional, este tipo de ensayos se lleva empleando durante décadas. A pesar de ello, a día de hoy la reproducibilidad de los ensayos y de sus sistemas de medición sigue estando limitada por la falta de trazabilidad desde los laboratorios nacionales de referencia y de normativa clara. Esta situación genera ambigüedad en las condiciones de ensayo, en la calibración de los equipos e incluso en los propios parámetros de medición.

Este trabajo muestra experimentalmente esta realidad, en transmisiones sinfín-corona, y propone dos modelos de balance de incertidumbre, a uno y a dos flancos, que permiten identificar la influencia de cada fuente de error a nivel individual sobre los parámetros de rodadura. Con él se pretende sentar las bases para la creación de un procedimiento único de calibración trazable bajo un marco normativo común. Para ello, tras la revisión del estado de la cuestión en la que se analiza presente, pasado y futuro de este tipo de ensayos, se ha planteado el desarrollo de dos máquinas de ensayo de rodadura para engranajes sinfín-corona. Mediante la actualización de un primer equipo de ensayos de rodadura a dos flancos se han validado los instrumentos de medida, el software de ejecución así como el protocolo de calibración. Posteriormente, se ha diseñado y fabricado un segundo equipo con capacidad de realizar ensayos de rodadura tanto a uno como a dos flancos. Actualmente no se pueden encontrar equipos comerciales similares que permitan caracterizar ambos ensayos simultáneamente manteniendo idénticas condiciones de ensayo. Tras la calibración y compensación de las máquinas, utilizando principalmente técnicas de verificación de máquina-herramienta ante la falta de normativa específica, se ha caracterizado experimentalmente su comportamiento mediante múltiples repeticiones de ensayos. También se han establecido experimentalmente los coeficientes de sensibilidad que cuantifican la influencia de las distintas fuentes de error sobre los parámetros de rodadura. Finalmente, los resultados obtenidos se llevan sobre las expresiones de estimación de incertidumbre en la que se encuentran desglosados todos los posibles errores en términos individuales. De esta forma, se puede determinar cuáles son los puntos más críticos en el proceso de medición y aplicar medidas correctoras sobre ellos.



## ***Abstract***

Gear metrology is a wide-range and complicated working field due to the large variety of existing gear types and sizes together with their different configurations and parameters involved. Considering all the main automatic verification techniques, single-flank and double-flank rolling tests, also known as tangential composite and radial composite inspection, allow us to obtain not only the different parameters related to their future performance but also the information about the manufacturing process of the gears. This type of tests has been used for decades due to their advantages over other inspection techniques. Despite the fact that the reproducibility of these tests and of their measuring systems are still limited today due to the lack of traceability in the calibration procedures carried out by the national institutes and clear standards. This situation leads to discrepancies in the test conditions, equipment calibration tasks and even in the own measurement parameters involved.

This work presents an experimental approach to prove this lack of traceability in the calibration process and proposes two model-based uncertainty budgets for single-flank and double-flank tests. Hence, the individual influence of each error source in the rolling parameters can be identified. The aim is to establish the guidelines to create a well-defined calibration procedure assuring its traceability under common standards. Thus, after reviewing the state-of-art of these tests, the development of two roll worm-worm gear testing machines have been carried out. First of all, the measuring instruments and the software and calibration procedures have been validated by retrofitting one single-flank rolling tester. Then, a second single-flank and double-flank rolling test machine has been designed and manufactured in order to perform both rolling tests. It is important to point out that currently there are no commercial equipment of this type available which could characterize both tests maintaining the main testing operation conditions. Once the machines are calibrated and compensated, their experimental performance has been characterized by multiple test repetitions using machine-tool verification techniques considering there is no specific applicable standards. In addition, the sensitivity coefficients that quantify the influence of the different error sources over the rolling parameters have been determined experimentally. Finally, the obtained results have been included in the terms of the uncertainty budget model where all the possible individual error contributions are considered. In this way, the most critical points of the measurement process can be identified, proposing and applying the derived corrective actions.



# 1 INTRODUCCION

---

## 1.1 Ámbito de aplicación

Los engranajes están presentes en los mecanismos desde hace algunos miles de años. No obstante, no fue hasta la primera década del siglo XX cuando se aumentó considerablemente la calidad de los flancos de los dientes por el desarrollo de la talladora de engranajes. Como en el resto de procesos de fabricación, la mejora de la precisión conllevó la evolución de los sistemas de control. Fue a partir de los años 20, con la invención de la máquina de verificación de engranajes por el método de la evolvente del flanco por generación desde el círculo base, cuando la inspección de los engranajes empezó a ser fiable. Este podría considerarse como el punto de partida de la actual metrología de engranajes [1], [2].

El control de engranajes es amplio y complicado ya que hay una gran diversidad de tipos, tamaños y parámetros diferentes. Además, se pueden emplear infinidad de técnicas, tanto manuales como automáticas, para controlar desde los parámetros iniciales de fabricación hasta la calidad final del producto. Dentro del amplio abanico de posibilidades que ofrecen los métodos de medición geométrica directa, además de los tradicionales de medida manual, está muy extendido el uso de máquinas automáticas de medición de engranajes dedicadas, conocidas como Gear Measurement Instruments o por su acrónimo en inglés GMIs, por eliminar la mayor parte de la subjetividad del metrólogo. Actualmente, con la evolución de las Máquinas de Medir por Coordenadas (MMC), que pueden incorporar mesa giratoria y ciclos automáticos de medida adaptados, empiezan a presentarse como una buena opción por ofrecer niveles de prestación metrológica similares.

Por otro lado, los ensayos funcionales aparecen como alternativa a las verificaciones puramente geométricas. Se trata de procedimientos de medición especiales que permiten obtener parámetros relacionados con sus condiciones de operación. En este caso, la medición no es unitaria por palpado continuo sino que, en general, se basa en hacer rodar un engranaje contra una rueda patrón conjugada de mayor calidad, parejas de producción entre sí o incluso trenes completos. De esta manera, se puede prever el futuro comportamiento de una transmisión así como

determinar las condiciones en las que se ha fabricado. Se les conoce como ensayos de “rodadura” por sus características de ejecución y se les denomina como “compuestos” debido a que los resultados obtenidos son combinación de varias fuentes de error simultáneas.

En un mercado cada vez más competitivo, este tipo de técnicas están muy extendidas, desde hace muchos años, por ser la forma más rápida y completa de comprobar la calidad de un engranaje en sus futuras condiciones de funcionamiento. Además, también permiten detectar problemas del proceso de fabricación que evita el rechazo de lotes completos en el control final. Sin embargo, la falta de trazabilidad desde los laboratorios nacionales de referencia limita la reproducibilidad y la confianza de las mediciones como consecuencia de la falta de normativa clara bajo el estándar ISO que determine y unifique las condiciones de ensayo, la calibración de equipos y los parámetros de medición para los diferentes tipos de engranajes.

En este contexto, surge la necesidad de analizar la situación actual en la que se encuentra este tipo de ensayos y aportar un estudio sobre la fiabilidad de las mediciones. Para ello, esta tesis incluye el diseño, la fabricación y la calibración de máquinas de ensayos de rodadura a uno y dos flancos para engranajes sínfín-corona, a partir de los cuales se realiza una caracterización completa tanto de los equipos como de los parámetros de rodadura. Además, se propone un balance de incertidumbre que permite determinar cuáles son las mayores fuentes de error y cuánto contribuyen.

## 1.2 Objetivos

Este trabajo de tesis tiene como objetivo principal diseñar, fabricar y calibrar máquinas de ensayos de rodadura para engranajes sínfín-corona que permitan caracterizar experimentalmente tanto los equipos como los parámetros de rodadura para determinar la contribución de cada fuente de error. De esta manera, se podrán establecer unas directrices de trabajo que sientan las bases para la elaboración de un procedimiento estándar de trazabilidad desde los patrones nacionales de referencia.

Los objetivos más específicos para lograr alcanzar el objetivo principal son:

- Revisar las publicaciones relacionadas con los ensayos de engranajes mediante rodadura, tanto a uno como a dos flancos, para conocer su origen, evolución, situación actual y sus posibles tendencias.
- Interpretar y comparar la diversa normativa vigente actual aplicable (ISO, DIN, VDI, AGMA). Esto incluye definir e interpretar parámetros y resultados así como describir los principios de funcionamiento tanto de las máquinas como de la ejecución de este tipo de ensayos.

- Analizar los principios fundamentales de diseño de los sistemas principales, así como los requerimientos necesarios para mediciones por rodadura de transmisiones sínfín-corona. En esta etapa también hay que determinar los movimientos de los diferentes ejes, el posicionamiento relativo entre las ruedas dentadas, la regulación de la presión del sistema elástico y del freno, el accionamiento del eje motriz y la capacidad de las máquinas. Previamente se estudiarán las distintas soluciones que ofrecen los equipos comerciales disponibles en el mercado.
- Definir el software de control capaz de gestionar y registrar los ensayos realizados. Deberá incluir un módulo de gestión de las lecturas de los encoders, el control del motor y los procedimientos de calibración; una base de datos de referencias de engranajes con un historial del ensayos; un módulo cálculo geométrico de los parámetros básicos; y un módulo de tratamiento de datos, de la configuración de la Transformada de Fourier y de la presentación de resultados.
- Analizar y desarrollar la actualización de una máquina de ensayos de rodadura a dos flancos para engranajes sínfín-corona. Esta fase engloba el rediseño y recalibración de un pequeño equipo, tras la selección de nuevos instrumentos de medida y accionamiento, que permita validar un protocolo de verificación periódico.
- Desarrollar, diseñar y fabricar un equipo que integre ambos ensayos, radial y tangencial, sobre una misma estructura mecánica y cinemática para mantener idénticas condiciones de ensayo.
- Realizar la calibración inicial y la compensación numérica de los instrumentos de medición de ambos equipos mediante MMC, interferometría láser, nivel electrónico y otras técnicas de verificación habitualmente usadas en máquina herramienta.
- Realizar la caracterización metrológica experimental de cada uno de los equipos mediante ensayos de repetibilidad, así como la influencia de las distintas variables sobre los parámetros de rodadura.
- Estudiar la repetibilidad y reproducibilidad de los ensayos de rodadura a dos flancos mediante una comparación interlaboratorios comprobando su compatibilidad.
- Estimar analítica y experimentalmente la incertidumbre de medida de este tipo de equipos mediante modelos de balance de incertidumbre que permitan determinar la contribución de cada una de las fuentes de error.

- Generación de conclusiones del trabajo realizado y definición de líneas de trabajo futuras.

### 1.3 Estructura

Este trabajo de tesis se estructura en siete capítulos incluyendo el presente a modo de introducción, cuyos principales contenidos se describen a continuación.

El capítulo 2 aborda una revisión del estado de la cuestión del papel que desarrollan los ensayos de rodadura en la metrología de engranajes. Comienza con la descripción del uso de engranajes a lo largo de la historia para posteriormente definir los tipos y parámetros geométricos principales. Tras un repaso de la metrología de engranajes, presenta las ventajas de los ensayos de rodadura. Finalmente, expone la historia, evolución y tendencias de este tipo de verificaciones junto con el marco normativo que actualmente las regula.

El capítulo 3 se centra, por un lado, en la actualización de una máquina de ensayos de rodadura a dos flancos para engranajes sínfín-corona, y por otro, en el diseño y fabricación de otro equipo con capacidad de realizar, además, ensayos de rodadura a un flanco para el mismo tipo de transmisiones. Comenzando por la descripción general de los equipos comerciales disponibles en el mercado, primeramente se establecen los principios en los que se debe basar el desarrollo de cualquier equipo de estas características. A continuación se determinan los requerimientos técnicos necesarios para cada máquina y se hace una selección de los instrumentos de medición más adecuados. Finalmente, se describen los procesos seguidos durante la fase de diseño y fabricación de ambas máquinas.

El capítulo 4 muestra la calibración de las máquinas desarrolladas en el capítulo anterior. Se propone un protocolo de calibración, así como el uso de técnicas de verificación de máquina herramienta, ante la falta de normativa que recoja la evaluación de este tipo de dispositivos. De acuerdo a esto, se presentan las compensaciones numéricas de los distintos instrumentos de medición obtenidas por comparación, con una MMC en la primera máquina y con un interferómetro láser en la segunda, junto con los errores residuales que no se pueden corregir.

En el capítulo 5 se describe la caracterización experimental, tanto del comportamiento de las Máquinas 1 y 2 como de los ensayos de rodadura a uno y dos flancos, a partir de múltiples ensayos consecutivos donde se han mantenido las condiciones de operación. De esta manera, se puede conocer la repetibilidad individual de las diferentes partes de un equipo, por un lado, y por el otro se pueden determinar los coeficientes de sensibilidad a la que están sometidos los parámetros de rodadura por las principales fuentes de error cuando se producen variaciones involuntarias de

la distancia entre centros de las ruedas, la altura de engrane o la perpendicularidad entre los ejes, entre otros. Con los datos obtenidos, junto con los errores de calibración del capítulo anterior, es posible estimar la incertidumbre de medición de ambos equipos. Además, este capítulo también incluye una intercomparación entre laboratorios de ensayos a dos flancos, realizados sobre la Máquina 1, de varios tamaños con diferente relación de transmisión.

En el capítulo 6 se realiza la estimación de incertidumbre de medida de las máquinas desarrolladas a partir de los errores tanto de calibración como de repetibilidad experimental. Primeramente se describen los conceptos más generales acerca de la incertidumbre de medida y de las fuentes de error. A continuación se explican los distintos métodos posibles a emplear para los equipos de ensayos por rodadura. Seguidamente se proponen sendas expresiones para realizar el balance de incertidumbre a uno y dos flancos para engranajes sínfín-corona. De esta manera, se cuantifica la contribución individual de las fuentes de error en cada máquina y ensayo. Por último, tras calcular la incertidumbre expandida de todos los parámetros de rodadura se plantean una serie de mejoras para reducir las fuentes principales de error y con ellas la incertidumbre de medición.

Para terminar, el capítulo 7 muestra las principales conclusiones de este trabajo de tesis junto con las futuras líneas de trabajo.



## **2 ENSAYOS DE RODADURA EN LA METROLOGIA DE ENGRANAJES**

---

Este capítulo aborda una revisión del estado de la cuestión del papel que desarrollan los ensayos de rodadura en la metrología de engranajes. Tras una breve introducción, que intenta transmitir la importancia del uso de los engranajes a lo largo de la historia, se describen, de manera general, los principales tipos de transmisión. Posteriormente, la definición de los parámetros geométricos fundamentales permite contextualizar en qué consiste la calidad de un engranaje y cómo se determina. De entre los posibles métodos, dentro de la metrología de engranajes, los ensayos de rodadura se presentan como una buena alternativa por su carácter funcional. Mediante la exposición de los diferentes trabajos y normativas que recogen el desarrollo y la situación actual de este tipo de verificaciones se pretende hacer una reflexión acerca de su gran potencial. A través de este conocimiento, también se pueden conocer las limitaciones y carencias que a día de hoy justifican la realización de esta Tesis Doctoral.

### **2.1 Introducción**

Los engranajes son elementos que aparecen en nuestra vida cotidiana, podríamos decir que casi a cientos y sin apenas darnos cuenta. Se pueden encontrar en sitios tan dispares como en los precisos relojes, en las exigentes cajas de cambios de un vehículo o hasta en un sencillo utensilio de cocina (Figura 2.1).



Figura 2.1    *Ejemplo elementos compuestos de engranajes*

Presentes en cualquier tipo de aparato o máquina están tan extendidos debido a su gran versatilidad y utilidad. Su capacidad de transmitir potencia, de regular la velocidad de giro, de variar la orientación de los ejes, de transformar movimientos rotatorios en lineales lo hacen merecer.

Todo ello es realizable a cualquier escala bajo los mismos principios de funcionamiento. Hoy en día el tamaño de un engranaje puede variar en un amplísimo rango. Desde tan solo unos pocos milímetros de diámetro que tienen los microengranajes de los componentes electrónicos hasta unos cuantos metros en los engranajes de aerogeneradores y turbinas (Figura 2.2).



Figura 2.2 *Ejemplo tamaños de engranaje*

No se conoce exactamente cuándo y dónde surgieron, de hecho algunos arqueólogos creen que aparecieron tiempo después de inventarse la rueda alrededor del 5000 a.C. El filósofo griego Aristóteles (384 - 322 a.C.) ya los describía en alguno de sus escritos y posteriormente el matemático Arquímedes (287 – 212 a.C.) dibujó un esquema de un elevador de carga mediante sínfín-corona. A ambos personajes se les considera como los padres de la mecánica [3]. Si bien el Mecanismo de Anticitera datado en torno al 100 a.C. se considera el mecanismo de engranajes más antiguo que se conserva, por estar hecho de bronce y no de madera como la mayoría de los molinos y norias, existen diferentes restos arqueológicos, como por ejemplo en China e Iraq, que demuestran que su uso ha estado repartido por todo el mundo durante siglos. Fue el renacentista Leonardo da Vinci (1452 – 1519 d.C.) quien popularizó su uso a través de sus dibujos de todo tipo de máquinas y artilugios (Figura 2.3) situándolo como una de las personas más influyentes en el desarrollo de la tecnología actual. Mencionar que es indudable su gran talento aunque parte de su mérito proviene de la recopilación del conocimiento desarrollado durante los siglos previos por sus antecesores cercanos y antiguos [4].

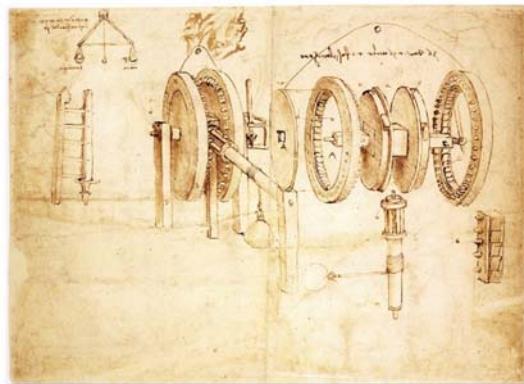


Figura 2.3 Dibujo original Leonardo da Vinci (fuente: [www.sightswithin.com](http://www.sightswithin.com))

Para conseguir una velocidad angular de rotación uniforme por medio de engranajes hizo falta que el astrónomo danés Olaf Roemer (1644 – 1710 d.C.) desarrollase el perfil de diente en epicicloide. Más tarde el matemático suizo Leonard Euler (1707 – 1783 d.C.), además de su tremenda aportación a las matemáticas y la mecánica, propuso la primera aplicación práctica mediante diente de evolvente que posteriormente ha tenido una gran aplicación en la industria. A partir de mitad del siglo XIX, el francés Olivier [5], desde un punto de vista geométrico, y el ruso Gochman [6], desde un punto de vista analítico, desarrollaron las ideas básicas de la conjugación de las superficies de engranajes y su generación. Desde entonces y hasta la actualidad muchas son las aportaciones registradas de investigadores, ingenieros y fundadores de empresas que han dedicado sus carreras al estudio y desarrollo de los engranajes. Algunas de ellas, y tras una ardua tarea de búsqueda, están reflejadas por Faydor Litvin en el capítulo 3 su libro “Development of Gear Technology and Theory of Gearing” [7]. Dicho capítulo está compuesto de pequeñas biografías e historias de personas que gracias a su trabajo y tesón desarrollaron los actuales diseños de engranajes y sus correspondientes sistemas de fabricación. Nombres como Maag, Cone, Liebherr, Gleason o Klingelnberg, que perduran hasta hoy y son bien conocidos por todos aquellos que se dedican a este arte, aparecen en dicho libro contando parte de su historia.

## 2.2 Tipos de engranajes

El engranaje es una rueda o cilindro dentado destinado a transmitir un movimiento giratorio o alternativo desde una parte de una máquina a otra. Los engranajes se utilizan principalmente para transmitir potencia y movimiento rotatorio entre dos ejes, pero usando los apropiados junto con piezas dentadas planas se puede transformar el giro en un movimiento lineal.

En un par de engranajes, se denomina piñón a la de menor número de dientes y corona a la rueda de mayor número de dientes. En el modo de funcionamiento habitual,

el piñón es el elemento que transmite el giro, desempeñando la función de rueda conductora o motriz, mientras que la corona realiza el movimiento inducido por el piñón haciendo ésta el papel de rueda conducida.

De entre las diferentes formas de clasificación de un engranaje, la más empleada es la que se basa en la orientación relativa entre la dirección de los ejes donde van alojados. De este modo, se pueden clasificar del siguiente modo:

- Ejes paralelos (Figura 2.4): son los que transmiten potencia y movimiento entre dos ejes paralelos. De este tipo se pueden encontrar los engranajes cilíndricos de diente recto, los más extendidos por su sencillez, y los de diente helicoidal, más silenciosos que los anteriores y utilizados para altas velocidades. En esta categoría se incluye también la transmisión piñón-cremallera en la que el diámetro de una de las ruedas tiende a infinito (cremallera) y por lo tanto es posible transformar el giro en un movimiento lineal, o viceversa.

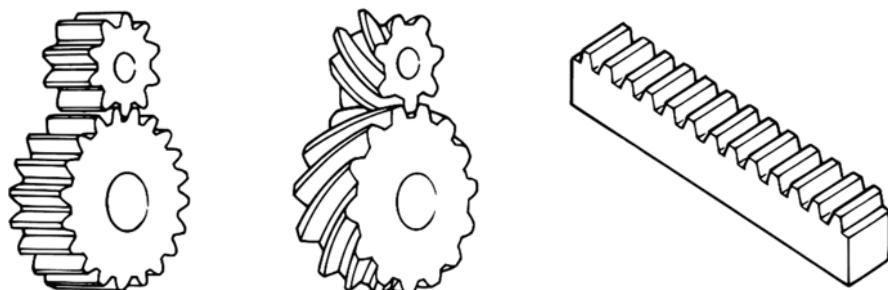


Figura 2.4 *Engranajes con ejes paralelos (fuente: KHK)*

- Ejes que se cortan (Figura 2.5): son los que transmiten potencia entre dos ejes que se cortan habitualmente a  $90^\circ$ . Se denominan engranajes cónicos existiendo su versión en diente recto o diente helicoidal. Están representados por troncos de cono cuyos vértices teóricos coinciden con el punto de intersección entre los ejes de giro. Se emplean cuando es necesario cambiar la dirección de transmisión.

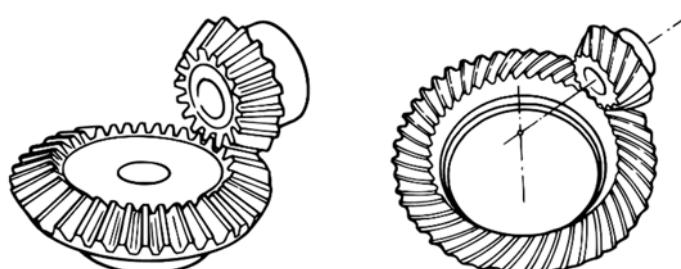


Figura 2.5 *Engranajes con ejes que se cortan (fuente: KHK)*

- Ejes que se cruzan (Figura 2.6): son los que transmiten potencia entre dos ejes no paralelos y que no se cortan entre sí. Usualmente su disposición suele ser a  $90^\circ$  aunque es posible cualquier orientación. Existen dos tipos principales: el denominado sínfín-corona, formado por una rueda cóncava y un tornillo sínfín, que se emplea para obtener grandes reducciones; y el engranaje helicoidal cruzado, similar al de ejes paralelos pero en su versión extendida cualquiera que sea la dirección de los ejes. Existen también los engranajes cónicos hipoides, desarrollados principalmente para la industria del automóvil, dónde el piñón se encuentra desplazado del centro de la corona.

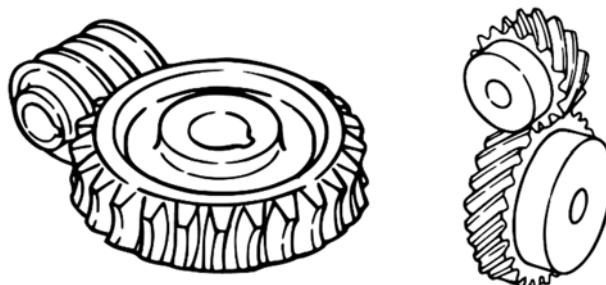


Figura 2.6    *Engranajes con ejes que se cruzan (fuente: KHK)*

### 2.3 Geometría básica de engranajes

Hoy en día el diente de perfil de evolvente es el más empleado en la transmisión de potencia mediante ruedas dentadas. Es tan popular por las ventajas que ofrece ya que proporciona un movimiento suave por rodadura y una velocidad constante entre los dientes que engranan [8].

El perfil del diente es relativamente sencillo por lo que se pueden fabricar a un bajo coste. La cremallera de evolvente tiene los flancos rectilíneos, lo cual simplifica notablemente tanto el procedimiento de tallado por generación como la fabricación de herramientas para este tipo de tallado [9]. Además, una única fresa puede mecanizar ruedas de diferente número de dientes siempre que sean del mismo módulo.

Otra ventaja, desde el punto de vista funcional, es que el ángulo de empuje es constante a lo largo del engrane, lo que evita la generación de vibraciones y ruido. El resultado es una rodadura suave aun con posibles desalineaciones o variaciones en la distancia entre centros de los ejes.

Igualmente cualquier dentadura de perfil de evolvente que tenga el mismo paso puede engranar con cualquier otra, y con diferentes distancias entre centros, lo que permite una gran versatilidad tanto en los acoplamientos entre ruedas como en los procedimientos de tallado.

Aun así, en algunas aplicaciones tales como bombas de engranajes y relojerías donde no se busca la transmisión de potencia sino satisfacer unas condiciones particulares de funcionamiento se emplean el perfil epicicloide.

### 2.3.1 Evolvente y engrane

La evolvente del círculo es una curva cuyas normales se mantienen tangentes a una circunferencia de referencia [10]. El perfil de evolvente puede ser generado por un punto  $P$  de una recta que rueda sin deslizar sobre el denominado Círculo Base y cuyo radio es  $r_b$ . Expresado de una manera menos formal, podría definirse como la trayectoria que sigue el extremo de una cuerda tensa cuando se desenrolla de un objeto cilíndrico.

Una propiedad fundamental de un perfil de evolvente (Figura 2.7) es que el radio de curvatura de la evolvente en el punto  $P$  (segmento  $\overline{TP}$ ), es igual a la longitud de arco del Círculo Base comprendida entre el centro de curvatura  $T$  y la raíz del perfil  $Q$ , es decir,  $\overline{TP} = \widehat{TQ}$ .

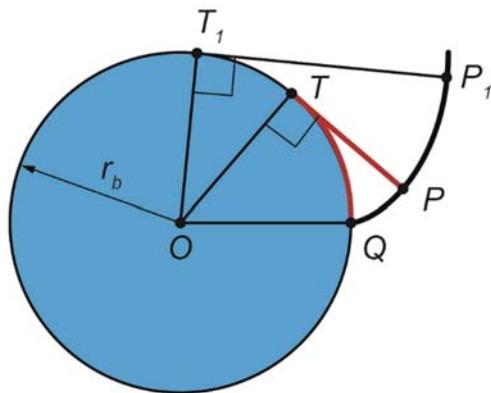


Figura 2.7 Trazado de la evolvente

La posición geométrica de un punto cualquiera ( $P$ ) queda definida a partir del ángulo girado respecto al primer punto de la evolvente ( $Q$ ) y que está sobre el círculo base (Figura 2.8). Sus ecuaciones paramétricas son (2.1) y (2.2).

$$x(\theta) = r_b(\cos \theta + \theta \sin \theta) \quad (2.1)$$

$$y(\theta) = r_b(\sin \theta - \theta \cos \theta) \quad (2.2)$$

Estas ecuaciones resultan útiles para el trazado básico de una evolvente, sin embargo, hay otros parámetros que son mucho más interesantes desde el punto de vista del diseño de engranajes ya que en funcionamiento van emparejados.

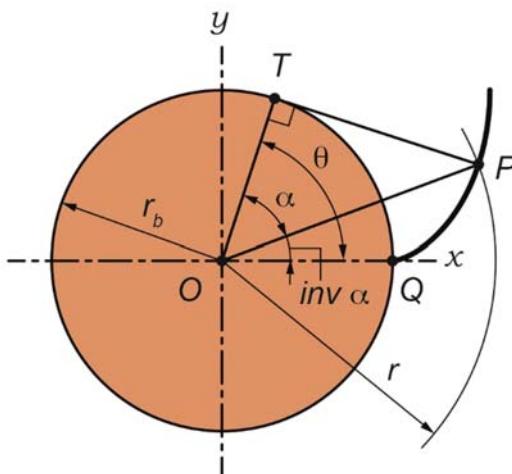


Figura 2.8 Parámetros envolvente diseño engranajes

Se define el ángulo  $\theta$  como suma de otros dos (2.3), donde  $inv \alpha$  es la denominada función evolvente y  $\alpha$  el ángulo de presión o de empuje, fundamental en los cálculos geométricos relativos a las dentaduras de perfil de evolvente. Evidentemente ambos parámetros están relacionados entre sí de acuerdo a la relación geométrica (2.4), teniendo sentido con los valores de  $\alpha$  en radianes.

$$\theta = \alpha + inv \alpha \quad (2.3)$$

$$inv \alpha = \tan \alpha - \alpha \quad (2.4)$$

Además la distancia de cualquier punto de la evolvente ( $P$ ) al centro del Círculo Base se puede calcular a partir de la expresión (2.5).

$$r = \frac{r_b}{\cos \alpha} \quad (2.5)$$

De esta manera, con el centro del Círculo Base en el origen de coordenadas, la curva evolvente puede ser expresada mediante las ecuaciones (2.6) y (2.7).

$$x(\alpha) = r \cos(inv \alpha) \quad (2.6)$$

$$y(\alpha) = r \sin(inv \alpha) \quad (2.7)$$

Estas expresiones cobran sentido cuando las evolventes de una rueda se relacionan con su conjugada ya que dos perfiles de evolvente puestos en contacto lo hacen a lo largo de la tangente común a sus respectivas circunferencias básicas. Esta tangente común a las circunferencias básicas es la llamada Línea de Engrane (Figura 2.9). En la Línea de Engrane el empuje es máximo para ambas ruedas ya que se produce en una dirección perpendicular a los radios de los círculos base en los puntos de

contacto, ejerciendo el máximo par posible y por lo tanto produciéndose la transmisión óptima.

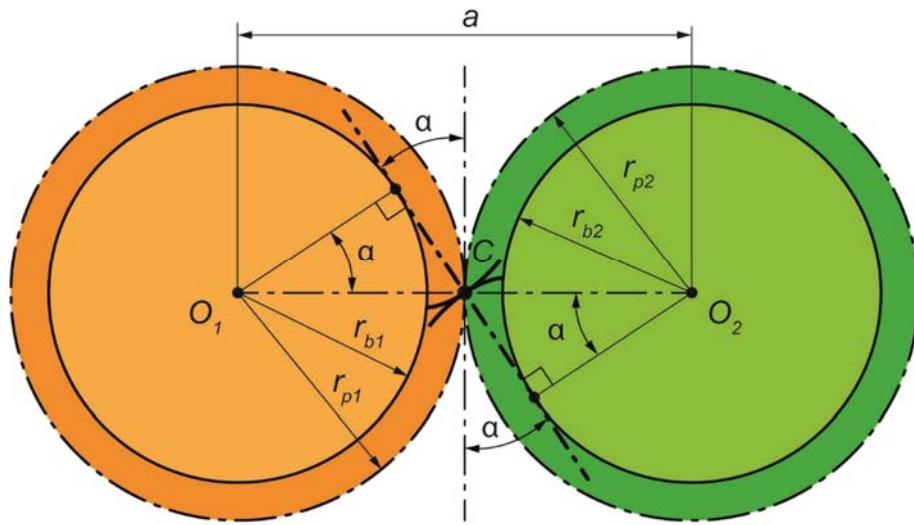


Figura 2.9 *Contacto entre dos evolventes*

El corte entre la Línea de Engrane y la línea de centros determina un punto  $C$  y con él las llamadas circunferencias primitivas de funcionamiento de radios  $r_{p1}$  y  $r_{p2}$  respectivamente. El ángulo entre la línea de engrane y la tangente común a las circunferencias primitivas es el ya mencionado ángulo de presión  $\alpha$ , parámetro fundamental en el diseño de los dientes de un engranaje.

Aplicando la fórmula anterior (2.5) se pueden calcular los valores de los radios primitivos en función de sus radios base y el ángulo de empuje con el que se quiere engranar ((2.8) y (2.9)).

$$r_{p1} = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha} \quad (2.8)$$

$$r_{p2} = \frac{r_{b2}}{\cos \alpha} \quad (2.9)$$

Como el contacto se produce a lo largo de la línea de engrane la relación de velocidad entre las ruedas viene determinada de acuerdo a (2.10), siendo  $w_1$  la velocidad angular de la rueda 1 y  $w_2$  la velocidad angular de la rueda 2.

$$w_1 \cdot r_{b1} = w_2 \cdot r_{b2} \quad (2.10)$$

Con esto se puede deducir que dos perfiles de evolvente transmiten movimiento proporcional a razón del tamaño de sus respectivas circunferencias básicas. A dicha proporción se le denomina relación de transmisión ( $i$ ).

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{r_{p2}}{r_{p1}} \quad (2.11)$$

Como se puede apreciar en (2.11), la relación de transmisión es una constante que permite relacionar las dimensiones de la rueda conductora y la conducida con sus respectivas velocidades de giro. Esta relación es importante en el diseño del par de engranajes ya que está íntimamente ligado con el número de dientes y la distancia nominal entre centros (a) que proviene de la suma de los radios primitivos (2.12).

$$a = r_{p1} + r_{p2} \quad (2.12)$$

### 2.3.2 Parámetros fundamentales y terminología

Hasta ahora se ha hecho una descripción del engranaje con los datos intrínsecos, es decir, referidos a su Círculo Base. Este planteamiento es necesario por el hecho de que una rueda de perfil de evolvente no tiene por sí sola una circunferencia primitiva determinada pudiendo adaptar los engranajes a las necesidades de transmisión.

En la práctica, todo este proceso de diseño se simplifica en la mayoría de los casos utilizando los datos de funcionamiento que están referidos a su circunferencia primitiva y que, por otro lado, están estandarizados [11], [12]. Módulo, número de dientes y ángulo de presión serán datos suficientes para concretar una transmisión.

Las dimensiones de la circunferencia primitiva dependen directamente del módulo y del número de dientes, de acuerdo con la expresión (2.13), donde  $D_p$  es el diámetro primitivo,  $m$  el módulo del diente y  $z$  el número de dientes.

$$D_p = m \cdot z \quad (2.13)$$

Se llama “paso” a la distancia entre dos puntos homólogos de dos dientes consecutivos medida a lo largo del Diámetro Primitivo. El valor procede de dividir el perímetro de la circunferencia primitiva entre el número de dientes (2.14).

$$p = \frac{2\pi r_p}{z} \rightarrow m = \frac{p}{\pi} \quad (2.14)$$

Para no arrastrar continuamente el factor  $\pi$  en los cálculos, el tamaño de los dientes no se define dando su paso sino su módulo ( $m$ ) en milímetros. Es el método más extendido de estandarización del tamaño de los dientes aunque en los países anglosajones, en los que se suele trabajar en pulgadas, se usan otras relaciones como el “pitch” y el “circular pitch”. El módulo determina la capacidad de carga del engranaje ya que a mayor módulo mayor es el tamaño del diente y por lo tanto también lo es su

poder de transmisión. La Figura 2.10 (dibujo fuera de escala) muestra una comparativa gráfica entre los distintos tamaños estandarizados.

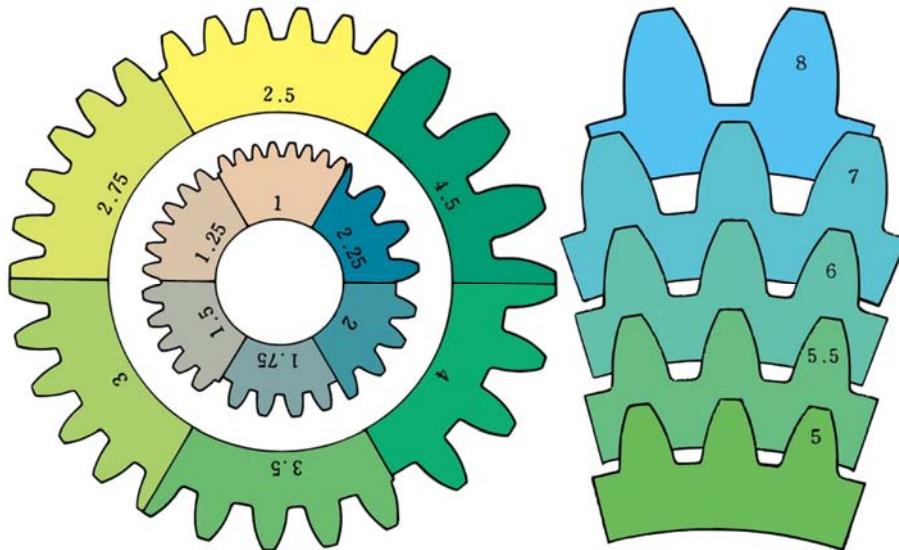


Figura 2.10 Comparativa tamaño engranajes en función del módulo (fuente: KHK)

Dos ruedas dentadas engranarán si tienen el mismo paso entre dientes, o sea, el mismo módulo. De aquí se deduce, que la relación de transmisión a su vez también relaciona directamente el número de dientes entre sí (2.15).

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{r_{p2}}{r_{p1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.15)$$

Seleccionando el tamaño del módulo estándar, adecuado a la capacidad de carga necesaria a transmitir, y un número entero de dientes en cada rueda, que mantenga la relación de transmisión requerida, el último parámetro a definir en el proceso de diseño de una transmisión es el ángulo de presión de engrane ( $\alpha$ ). De entre los ángulos estandarizados más habituales ( $15^\circ$ ,  $17.5^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $22.5^\circ$  o  $27^\circ$ ) el más empleado actualmente es el de  $20^\circ$ . Este le ha quitado protagonismo al extendido  $14.5^\circ$  [13] tan utilizado, entre otras razones, por tener un seno igual a 0,25 que simplificaba los cálculos; por tener la forma de diente coincidente con la que se obtenía por la epicicloide; y además porque el diente de la cremallera de flancos rectos resultaba igual al de las roscas de los tornillos ( $29^\circ$ ).

A partir de la definición de módulo, número de dientes y ángulo de presión es posible determinar la mayoría del resto parámetros que nos describen la geometría completa de un engranaje (Figura 2.11), imprescindibles para su fabricación.

m	Módulo
z	Número de dientes
$\alpha$	Ángulo de presión
p	Paso
s	Espesor de diente
h	Altura de diente
ha	Altura de la cabeza
hf	Altura del pie
Dp	Diámetro primitivo
Db	Diámetro circ. base
a	Distancia entre centros
j	Juego
b	Anchura del engranaje

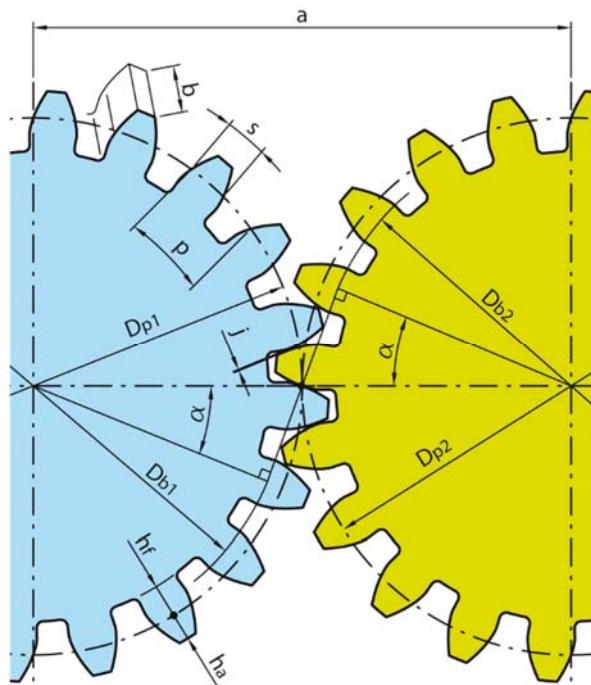


Figura 2.11 Geometría completa en una transmisión (fuente: adaptación KHK)

Valores como la altura del diente ( $h$ ) provienen de la suma del addendum ( $h_a$ ), distancia que hay entre el punto primitivo de un diente y el exterior, y el dedendum ( $h_f$ ), distancia entre el punto primitivo del diente y el pie. Estos valores están íntimamente ligados al módulo y se calculan de acuerdo a las expresiones (2.16), (2.17) y (2.18).

$$h_a = m \quad (2.16)$$

$$h_f = 1'25m \quad (2.17)$$

$$h = h_a + h_f = 2'25m \quad (2.18)$$

Por otro lado, el trazado de la sección de la cremallera es el perfil de referencia utilizado como base para definir las dimensiones normalizadas del dentado de un sistema de engranajes de evolvente [11]. De entre todos los métodos de generación de dientes por evolvente, es el más utilizado ya que es el más sencillo de fabricar. En este caso, el radio de curvatura de la evolvente es infinito lo que significa que la referencia es una línea recta. Además, el ángulo de倾inación del diente coincide con el ángulo de presión de la transmisión (Figura 2.12).

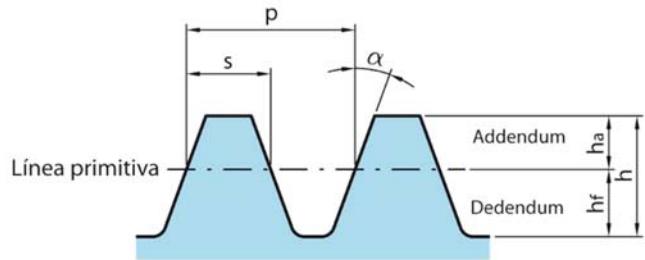


Figura 2.12 *Perfil de referencia (fuente: adaptación KHK)*

En este apartado sólo se han citado los parámetros más básicos e imprescindibles de los engranajes. Numerosos son los que definen la geometría completa y que además pueden variar en función del tipo de engranaje que se esté definiendo. Difícil e inútil tarea sería explicar cada uno de ellos por lo que a lo largo de esta tesis se irán describiendo aquellos que sean necesarios en cada momento.

## 2.4 Metroología del engranaje

A pesar de que los engranajes podríamos decir que son milenarios, no fue hasta la evolución de los procesos de fabricación durante la revolución industrial de finales del siglo XVIII cuando se logró mejorar las transmisiones sustituyendo los engranajes de madera por los de hierro fundido (Figura 2.13). Aunque al principio la baja calidad de los engranajes era insuficiente para las velocidades que se pretendían alcanzar, los nuevos procesos de fabricación también fueron progresando paralelamente.

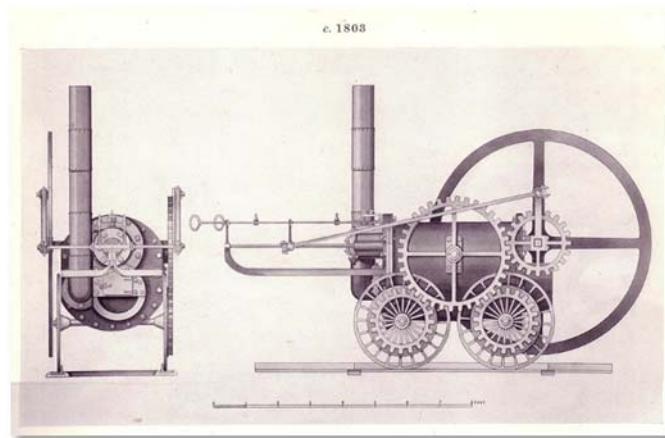


Figura 2.13 *Locomotora de vapor Coalbrookdale (1803) (fuente: Science Museum)*

En torno al año 1900 se desarrolló la primera máquina de tallar engranajes mejorando notablemente el acabado de los flancos y con ello la necesidad de verificarlos. No fue hasta 1923 cuando se introdujo en la industria, con enorme éxito, el método de medida de la evolvente del flanco por generación desde el círculo base, desarrollado y patentado el año anterior en Suiza [1], [2]. La precisión de aquellos

verificadores de evolvente fue probada por medio de artefactos, dando lugar al nacimiento de las evolventes patrón. El debate acerca de la precisión de los métodos de medición de engranajes comenzó desde entonces y sigue hasta nuestros días.

Ya en los años 30, los engranajes helicoidales comenzaron a ser más eficientes encontrándose diferentes usos sobretodo en la industria del automóvil. La geometría del diente helicoidal es mucho más complicada que la del recto por lo que causó de nuevo problemas en el control de la calidad de dichos engranajes. En torno a 1935, se desarrollaron otras soluciones para controlar el paso del diente y la concentricidad del tallado a través de máquinas especiales, así como artefactos patrón con pasos de diente normalizados.

En 1945, un mecanismo de disco de regla de senos permitió medir con cierta precisión el paso de la hélice en este nuevo tipo de engranaje. En los años 60, ya era habitual el uso de máquinas con un segundo disco de regla de senos donde era posible verificar dos parámetros a la vez (perfil y hélice). Su principio de funcionamiento se basaba en los patrones de hélices que se crearon para poder calibrar este tipo de dispositivos.

A partir de 1975, con la aparición de la electrónica y el desarrollo de los ordenadores, el mundo de la máquina herramienta cambió completamente. En los primeros años de los 80, el Control Numérico por Computador (CNC) fue integrado también en los equipos de verificación de engranajes. Los artefactos de referencia de perfil y de hélice, que eran bien conocidos por entonces, se emplearon para comprobar la precisión de los mecanismos de las máquinas de inspección, de la electrónica incorporada y del software utilizado. Desde entonces, la tecnología ha permitido una continua evolución y mejora de los sistemas de fabricación alcanzando precisiones impensables hasta hace no muchos años.

Actualmente, el uso de las GMIs así como la adaptación de las MMCs a la geometría de los engranajes, permite realizar controles y validaciones geométricas complejas en ciclos de tiempo relativamente cortos, con valores de incertidumbre realmente pequeños.

#### 2.4.1 Calidad de un engranaje

Un buen engranaje es aquel que, siendo lo más pequeño y ligero posible, es capaz de transmitir alta potencia, sufriendo un desgaste mínimo en sus zonas de contacto. Además, precisión es sinónimo de transmisión silenciosa, es decir que funcione con el mínimo nivel de vibración, para lo que se requiere que:

- El perfil del diente tenga la forma correcta de evolvente (Figura 2.14)



Figura 2.14 *Error perfil de diente (fuente: KHK)*

- No haya distorsión del diente, es decir que siga la línea de flanco (Figura 2.15)



Figura 2.15 *Distorsión de diente (fuente: KHK)*

- No exista error en el paso de diente (Figura 2.16)



Figura 2.16 *Error paso de diente (fuente: KHK)*

- No haya excentricidad entre el tallado y el eje de giro (Figura 2.17)



Figura 2.17 *Excentricidad de la rueda (fuente: KHK)*

- El contacto del diente sea bueno (Figura 2.18)



Figura 2.18 *Contacto en la transmisión (fuente: KHK)*

Ahora bien, en una transmisión es muy importante determinar cuáles son las tolerancias más apropiadas según su aplicación. De entre todas las normas (DIN, AGMA, ANSI, VDI, ...) que definen la calidad de los engranajes en función de las desviaciones medidas, la ISO 1328-1:2013 [14], de muy reciente revisión, y la ISO

1328-2:1997 [15] establecen cada parámetro a verificar y sus límites. Estas, junto con los correspondientes informes técnicos recogidos en la ISO/TR 10064-1:1992 [16] y en la ISO/TR 10064-2:1996 [17], son referencia internacional. La creación del grupo de trabajo ISO TC 60 ha favorecido la tendencia mundial hacia la estandarización de los engranajes. De hecho, en 2001 DIN publicó los borradores de las normativas DIN-E-23961 a 23963 que pretendían remplazar las normativas vigentes DIN 3961 a 3963 [18]–[20]. Antes de la aceptación final, AGMA/ANSI publicó un borrador de un nuevo estándar incluyendo la ISO 1328-1:1995 [21] y la mayoría de los procedimientos de cálculo y desviaciones de las DIN 3961 a 3963. En ese momento DIN interrumpió todo su proceso para colaborar conjuntamente con el grupo de trabajo ISO TC 60 en una completa revisión de la ISO 1328 existente.

La designación de la precisión de los engranajes o clases de calidad según normativa ISO, así como en otras normativas como DIN, contemplaban 13 clases de calidad, marcando como grado 0 para la mayor precisión y 12 para la peor calidad. La actualización de la ISO 1328-1 en 2013, los ha transformado en 11 clases que van desde la 1 a la 11, para aumentar la tolerancia [14]. En cualquier caso, los valores máximos que limitan las tolerancias de cada grado dependen del tamaño del diámetro primitivo y del módulo. Como es obvio, a mayor tamaño mayor tolerancia dentro de una misma calidad. Para determinar la calidad de un engranaje se comparan los errores medidos de los diferentes parámetros geométricos con los límites de cada calidad que aparecen en las tablas (ver Figura 2.19), o bien se calculan aplicando las fórmulas generales para calidad 5, ya que en las normas no aparecen las tablas completas de todos los parámetros.

Reference diameter <i>d</i> mm	Module <i>m</i> mm	Accuracy grade												
		$\pm f_p$ $\mu\text{m}$												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5 ≤ <i>d</i> ≤ 20	0.5 ≤ <i>m</i> ≤ 2	0,8	1,2	1,7	2,3	3,3	4,7	6,5	9,5	13,0	19,0	26,0	37,0	53,0
	2 < <i>m</i> ≤ 3,5	0,9	1,3	1,8	2,6	3,7	5,0	7,5	10,0	15,0	21,0	29,0	41,0	59,0
20 < <i>d</i> ≤ 50	0,5 ≤ <i>m</i> ≤ 2	0,9	1,2	1,8	2,5	3,5	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0	58,0
	2 < <i>m</i> ≤ 3,5	1,0	1,4	1,9	2,7	3,9	5,5	7,5	11,0	15,0	22,0	31,0	44,0	62,0
	3,5 < <i>m</i> ≤ 8	1,1	1,5	2,1	3,0	4,3	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0	48,0	68,0
	6 < <i>m</i> ≤ 10	1,2	1,7	2,5	3,5	4,9	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0	56,0	79,0
	50 < <i>d</i> ≤ 125	0,9	1,3	1,9	2,7	3,8	5,5	7,5	11,0	15,0	21,0	30,0	43,0	61,0
125 < <i>d</i> ≤ 280	2 < <i>m</i> ≤ 3,5	1,0	1,5	2,1	2,9	4,1	6,0	8,5	12,0	17,0	23,0	33,0	47,0	66,0
	3,5 < <i>m</i> ≤ 6	1,1	1,6	2,3	3,2	4,6	6,5	9,0	13,0	18,0	26,0	36,0	52,0	73,0
	6 < <i>m</i> ≤ 10	1,3	1,8	2,6	3,7	5,0	7,5	10,0	15,0	21,0	30,0	42,0	59,0	84,0
	10 < <i>m</i> ≤ 16	1,6	2,2	3,1	4,4	6,5	9,0	13,0	18,0	25,0	35,0	50,0	71,0	100,0
	16 < <i>m</i> ≤ 25	2,0	2,8	3,9	5,5	8,0	11,0	16,0	22,0	31,0	44,0	63,0	89,0	125,0
	0,5 ≤ <i>m</i> ≤ 2	1,1	1,5	2,1	3,0	4,2	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0	48,0	67,0
	2 < <i>m</i> ≤ 3,5	1,1	1,6	2,3	3,2	4,8	6,5	9,0	13,0	18,0	26,0	36,0	51,0	73,0

Figura 2.19 Ejemplo tabla de tolerancias para desviación del paso (fuente [21])

Los valores para los siguientes grados ascendentes o descendentes se obtienen multiplicando o dividiendo por  $\sqrt{2}$ . Por lo tanto un valor de tolerancia para una

determinada clase de precisión o calidad  $Q$  se puede determinar multiplicando el valor calculado para el grado 5 por la expresión (2.19).

$$2^{0,5(Q-5)} \quad (2.19)$$

La calidad final de un engranaje vendrá determinada por la desviación más desfavorable de cualquiera de sus mediciones, independientemente de los valores del resto de sus parámetros por buenos que sean estos. De hecho, siguiendo la estela de la propuesta de la norma ANSI/AGMA 2015-1-A01 [22] de verificar un número mínimo de parámetros en función de la calidad del engranaje que se desea alcanzar, es otra de las novedades que incluye la ISO 1328-1:2013. Por eso es importante realizar con mucho cuidado cada paso del proceso de fabricación si se pretende obtener engranajes de calidad.

#### 2.4.2 Medición de un engranaje

Como elementos críticos de la mayor parte de sistemas mecánicos complejos, los engranajes deben ser elementos precisos tanto en su fabricación como en sus condiciones de operación. Las especiales configuraciones geométricas de todas las variantes de engranajes dan lugar a máquinas y procedimientos de fabricación especiales y dedicados exclusivamente a su fabricación. Desde el tallado por generación o mediante cortadores, rectificado, afeitado y tratamiento superficial, toda la cadena de operaciones necesaria para obtener un engranaje a partir de su geometría nominal, requiere máquinas dedicadas, lo que origina que las empresas fabricantes de engranajes estén altamente especializadas en este tipo de geometrías.

El control de los engranajes se presenta amplio y complicado [23], debido a la gran variedad de tipos, tamaños, disposiciones y parámetros diferentes. Por ello existen infinidad de técnicas de medición tanto manuales como automáticas que comienzan en las tareas del taller y se extiende hasta la compleja evaluación analítica en el laboratorio metrológico. Además, durante todo el proceso productivo es necesario realizar verificaciones parciales para garantizar la precisión requerida. En particular, las inspecciones pueden ayudar no sólo a verificar la calidad de un engranaje sino también a controlar la correcta fijación durante el mecanizado o las condiciones de las herramientas de corte [24].

La metrología de engranajes puede ser dividida en dos clases proporcionando cada una de ellas diferente tipo de información. Por un lado, las mediciones analíticas tratan de cuantificar los valores de fabricación y comprobar si cumplen con los valores geométricos del diseño. Por el otro, las comprobaciones funcionales se centran en garantizar que un engranaje realizará bien su trabajo independientemente del valor de sus tolerancias, ya que a veces éstas se pueden acumular o compensar con su rueda

conjugada. De esta manera, generalmente las primeras tienen una componente más cuantitativa y las segundas más cualitativa [25], [26].

#### 2.4.2.1 Mediciones analíticas

Existe un amplio abanico de posibilidades dentro de los métodos de medición geométrica directa individual. Desde los métodos tradicionales de medida manuales que verifican las dimensiones importantes del dentado, pasando por las potentes MMCs con ciclos adaptados, hasta las precisas GMIs [27].

Las comprobaciones manuales con instrumentos de manejo sencillo, como son los micrómetros, calibres y relojes comparadores junto con cilindros y bolas calibradas, resultan rápidas y económicas. Por ello, son ampliamente utilizadas como primer control final o como garantía de que no se están produciendo errores en los diversos pasos del proceso de fabricación. Los más clásicos son los siguientes:

- Medición del espesor de diente o espesor cordal ( $s$ ), sobre la circunferencia primitiva, y de la altura del addendum ( $h_a$ ) que se realiza mediante un calibre especial de dientes (Figura 2.20). Este es el primer instrumento conocido empleado en la verificación del espesor del diente, habitualmente para dientes relativamente grandes.

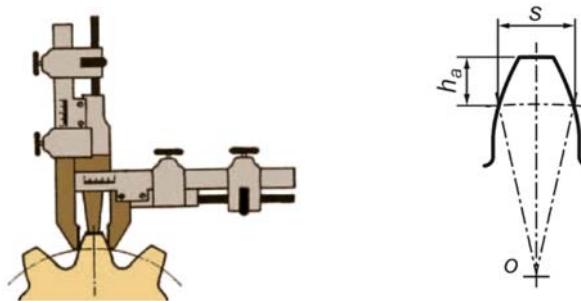


Figura 2.20 *Medición espesor de diente (fuente: adaptación [24])*

- Medición de la cuerda ( $W_k$ ) sobre un número de dientes ( $k$ ), es un método más fiable que el anterior debido a que la medida no depende de los posibles errores de torneado del diámetro exterior. Se basa en el hecho de que la evolvente normal de la superficie del diente está contenida en una tangente plana a la circunferencia base (Figura 2.21). Es más empleado ya que no necesita instrumentos especiales pudiéndose utilizar un pie de rey normal o a lo sumo un micrómetro de platillos.

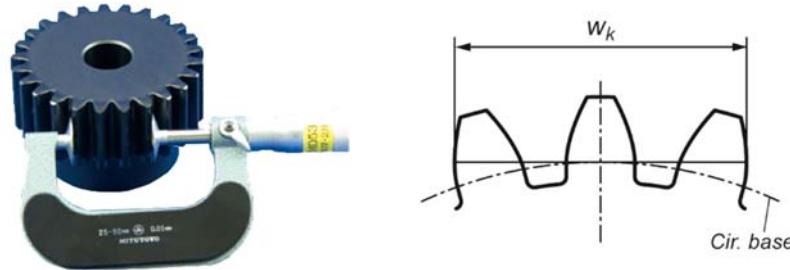


Figura 2.21 Medición longitud cordal (fuente: adaptación [24])

- Medición del intervalo entre dientes mediante bolas o cilindros calibrados de diámetro conocido (Figura 2.22). Es un método sencillo de comprobar el juego del engranaje a partir del cual se podrá determinar su grado de calidad ya que la medición se realiza con precisión con un simple micrómetro. Si el engranaje tiene un número impar de dientes hay que añadir una pequeña corrección de ángulo al cálculo geométrico.

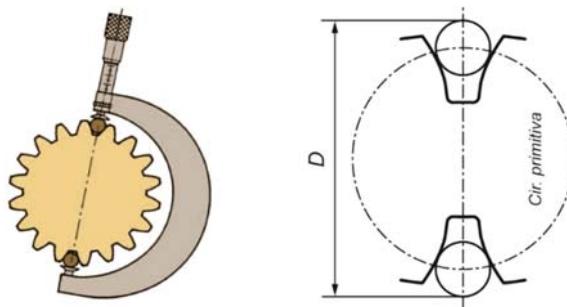


Figura 2.22 Medición intervalo entre dientes (fuente: adaptación [24])

- Verificación de la excentricidad del dentado mediante un reloj comparador situado a una distancia fija del centro de la rueda. El extremo del comparador apoya sobre una bola, un cilindro o un cono calibrado que hace contacto cada vez en un hueco diferente de los dientes del engranaje (Figura 2.23). A la diferencia entre la máxima y mínima lectura se le denomina runout y es el doble de la excentricidad de la rueda.

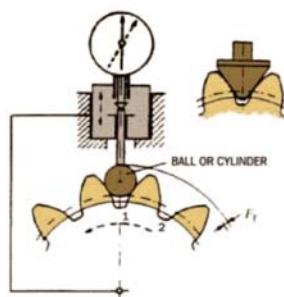


Figura 2.23 Verificación runout y excentricidad (fuente: [24])

Las GMIs son máquinas de control numérico o controladas por PC que ejecutan ciclos de medida de palpado continuo en función de la geometría del engranaje a medir (Figura 2.24). Los ciclos que incorporan son capaces no sólo de verificar engranajes completos sino también las herramientas de corte que los generan. De este modo, este tipo de máquinas, denominadas dedicadas, son capaces de controlar la geometría de engranajes cilíndricos rectos y helicoidales, fresas madre, cortadores, afeitadoras, sínfines, coronas, engranajes cónicos, engranajes hipoides y además piezas generales de geometría de revolución mediante ciclos de usuario. Los principales fabricantes de este tipo de equipos son Klingenberg (Alemania), Gleason (EEUU) y Mahr (Alemania), siendo los mejor situados en el mercado por su calidad y precisión. Su actividad principal no sólo se centra en la fabricación de equipos de verificación sino también en la construcción de talladoras, afeitadoras, rectificadoras y herramientas dedicadas a cada una de las operaciones necesarias para fabricar un engranaje.

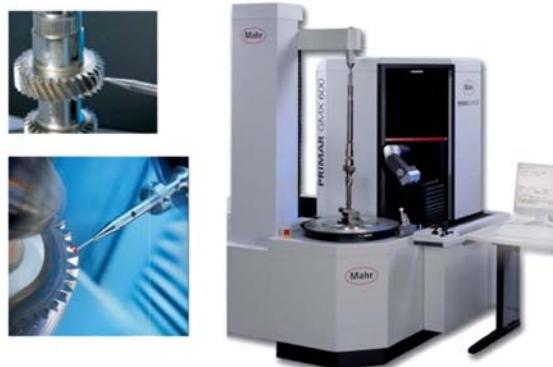


Figura 2.24 Máquina de medición de engranajes GMI (fuente Mahr)

La estructura cinemática de estas máquinas es muy similar en todos los casos, variando el tamaño en función del diámetro máximo de pieza capaz de medir. Suelen poseer sujeción entre puntos con giro controlado mediante una mesa giratoria de precisión con encoder angular y un cabezal palpador continuo orientable en dirección perpendicular al eje, con tres ejes de movimiento. Son máquinas CNC de cuatro ejes que permiten ejecutar ciclos de medida diferentes en función de la pieza a medir. El software que acompaña a la máquina genera informes con los parámetros característicos para cada geometría en función de la selección del usuario. Además, estas máquinas pueden poseer elementos auxiliares de calibración, palpadores intercambiables y útiles que permiten alinear la pieza antes de medir. Existe un amplio rango de trabajo máximo dependiendo del modelo de máquina, pero oscilan entre los 250 mm y los 3000mm, siendo necesarias máquinas especiales a partir de esa dimensión. Se trata de máquinas muy precisas que se caracterizan por una alta resolución del sistema de medida en torno a 0,1  $\mu\text{m}$  e incertidumbres de medición alrededor de 2  $\mu\text{m}$ .

Por otro lado, a las MMCs tradicionales se les puede incorporar una mesa giratoria sobre la bancada, para evitar el complicado uso de multipalpadores, y añadir en su software los ciclos de medición para engranajes (Figura 2.25). Aunque la principal limitación de las MMCs para la medición de engranajes ha sido siempre la escasa versatilidad en posicionamiento de los cabezales, en la última década se han desarrollado sistemas específicos para medición de engranajes en máquinas de medir por coordenadas, que pueden ser montados de manera flexible sobre las MMCs. Actualmente, presentan ejes giratorios e incluso la posibilidad de moverse a lo largo de trayectorias previamente definidas que pueden ayudar en la medición de engranajes de geometría complicada reduciendo los tiempos de medida [27], [28]. De esta manera, se eliminan los problemas que limitaban la velocidad de la medición ante la necesidad de cambios en las configuraciones de los palpadores.

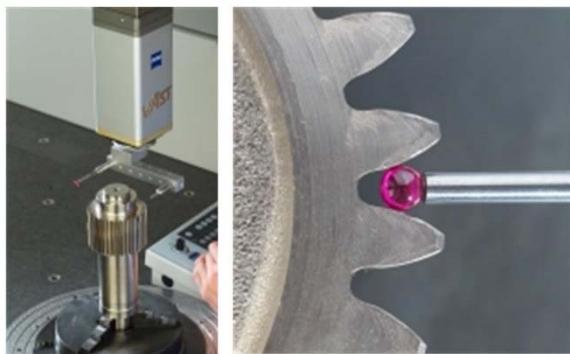


Figura 2.25 *Medición de engranajes mediante MMC (fuente Zeiss)*

Tanto en precisión como en productividad, las GMIs todavía superan en prestaciones metrológicas y versatilidad a las MMCs, por lo que pocos fabricantes de engranajes utilizan sus MMCs para la verificación de engranajes y se decantan por las máquinas dedicadas. Además, el mundo del engranaje es bastante cerrado por lo que en muchas ocasiones se opta por utilizar una GMI del mismo fabricante que el de las talladoras, ya que es difícil acceder a la información de los ciclos de tallado para una geometría concreta de un gran fabricante de talladoras. De esta manera, por un lado la evaluación se realiza de acuerdo a los mismos ciclos y geometría que los de fabricación obteniendo óptimas mediciones y por otro, existe la posibilidad de conectar ambos equipos, GMI y talladora, para corregir automáticamente posibles errores detectados en la medición. A pesar de esta circunstancia, bien es cierto que ambos sistemas de medición, GMIs y MMCs, cada vez convergen más ofreciendo prestaciones muy similares [29].

En cualquier caso, cualquiera de ellos, como sistemas automáticos que son, tienen la capacidad de medir y verificar los mismos parámetros eliminando gran parte de la valoración subjetiva del operador. Estos equipos pueden hacer una validación

completa de un engranaje observando las desviaciones del perfil y de la alineación del diente o distorsión, los errores del paso y la excentricidad del tallado. Mediante la comparación con los datos incorporados en su base de datos, se obtiene la clasificación del grado de calidad del engranaje medido. De una forma muy resumida, los parámetros principales a comprobar son los siguientes [14], [16]:

- Desviación del perfil del diente ( $F_\alpha, f_{f\alpha}, f_{H\alpha}$ ) donde se compara el perfil teórico del diente de evolvente generado a partir del círculo base con el perfil a verificar. Este valor tiene que estar entre el límite superior e inferior de diseño para que el engranaje sea dado por válido. La excesiva desviación del perfil de diente genera ruido debido a la velocidad no uniforme consecuencia de los errores geométricos. Además también pueden originar problemas de fatiga asociadas al desplazamiento de las cargas dinámicas, y un excesivo desgaste debido a la concentración de la tensión en los puntos del contacto. Principalmente este tipo de error aparece por falta de precisión en las herramientas y por los errores de montaje en el proceso de fabricación.

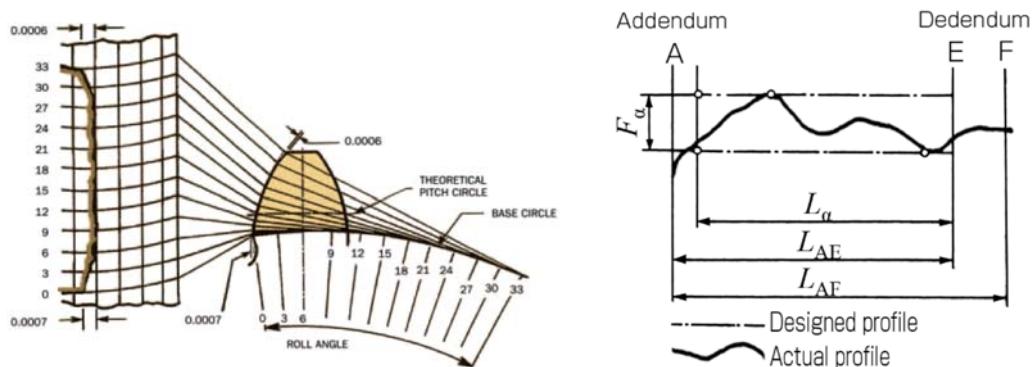


Figura 2.26 Ejemplo desviación del perfil de diente (fuente: adaptación [24])

- Desviación de la línea del diente o distorsión ( $F_\beta, f_{f\beta}, f_{H\beta}$ ) donde se compara la espiral producida por la intersección entre el cilindro primitivo y la superficie teórica del diente de un engranaje. En el caso del dentado recto esa curva de referencia es una recta paralela el eje de giro del engranaje. Este tipo de errores también disminuyen la resistencia y la durabilidad ya que el cálculo se realiza suponiendo que el par de transmisión se reparte uniformemente a lo largo de toda la cara del diente, cuando en realidad el contacto se ve reducido. La desalineación de la herramienta de corte en la máquina en cualquier dirección genera esta clase de errores.

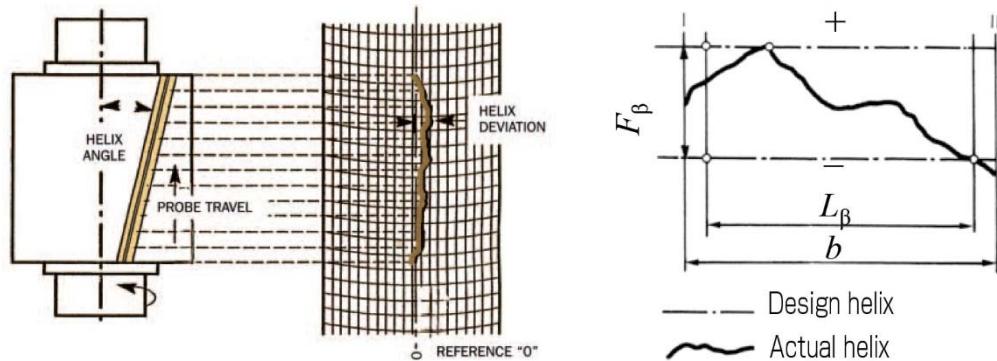


Figura 2.27 Ejemplo desviación alineación del diente (fuente: adaptación [24])

- Desviación del paso ( $f_p$ ) que es la diferencia de paso entre un diente y su consecutivo medido en dirección tangencial sobre el diámetro primitivo (Figura 2.28). Es un parámetro ideal para observar errores de posición de corta duración asociada con condiciones de engrane locales. Las desviaciones en el paso traen consigo ruido en la transmisión por ser una fuente significativa de error, aunque en menor medida que el generado por error en el perfil.
- Desviación del paso acumulado ( $F_p$ ), que a diferencia del anterior, es la diferencia de paso entre dos dientes no consecutivos también en dirección tangencial sobre el diámetro primitivo (Figura 2.28). Con este parámetro se pueden observar errores de posición de larga duración como el runout o la falta de redondez en el material de origen como consecuencia de errores de montaje o de problemas con las herramientas de corte. Un engranaje con runout tiene una gran variación de paso acumulado, mientras que la ausencia de runout no garantiza que no exista desviación de paso acumulado ya que podría aparecer como resultado de excentricidad en alguna fase del proceso de fabricación.

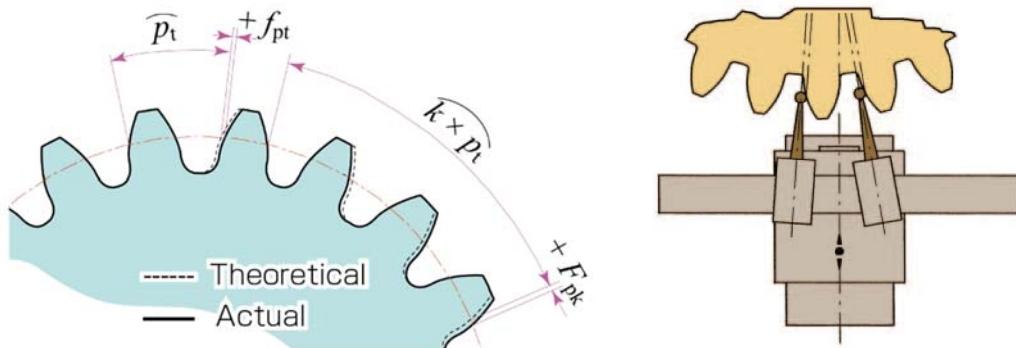


Figura 2.28 Desviación del paso y del paso acumulado (fuente: KHK y [24])

- Runout ( $F_r$ ) o excentricidad del dentado, citado anteriormente en los instrumentos manuales (Figura 2.29).

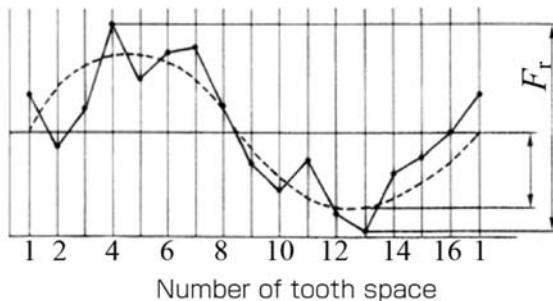


Figura 2.29 Gráfica de runout (fuente KHK)

#### 2.4.2.2 Ensayos funcionales

Los ensayos funcionales son otra forma de verificar la calidad de un engranaje. Se trata de procedimientos de medición especial que permiten obtener parámetros relacionados con sus condiciones de operación. En este caso, la medición no es unitaria por palpado continuo sino que, en general, se basa en hacer rodar la rueda a comprobar contra una rueda patrón conjugada de mayor calidad. Despreciando los posibles errores de la rueda patrón, se pueden atribuir todas las desviaciones detectadas a la rueda a verificar. Midiendo ciertos parámetros durante el giro entre las ruedas es posible obtener el grado de calidad de su rodadura y además extraer información geométrica a partir de los resultados. Por ello, tradicionalmente ha sido una de las formas más habituales de comprobar la calidad de un engranaje, tanto en taller a pie de máquina a modo de realimentación de información en el proceso de fabricación, como comprobación final en el laboratorio metrológico.

A estos ensayos se les conoce como ensayos de “rodadura” por sus características de ejecución y se les denomina como “compuestos” debido a que los resultados no son valores unitarios de parámetros geométricos descompuestos individualmente sino, todo lo contrario, la suma de varias influencias a la vez. De hecho, existe la posibilidad de utilizar este tipo de ensayos para emparejar dos ruedas de producción localizando la rodadura óptima e incluso de trenes completos obteniendo como resultado la calidad de la transmisión en sí y no de cada rueda por separado [30].

Las ventajas de los ensayos de rodadura son claras, ya que el objeto principal de ellos no es conocer la geometría de un engranaje sino su comportamiento durante el funcionamiento. Es precisamente esta característica lo que convierte a este tipo de verificación en la forma más directa de comprobar la calidad de un engranaje, desde el punto de vista de sus futuras condiciones de operación. Por contra, la descomposición

de los datos obtenidos en sus diversas influencias resulta complicada y en algunos casos tarea imposible.

Existen dos tipos de ensayo de rodadura, denominados a un flanco y a dos flancos, o tangencial compuesto y radial compuesto respectivamente, muy similares aparentemente en configuración y resultado pero que implican técnicas de medición diferentes y por lo tanto interpretaciones distintas de los datos obtenidos [30]–[32]:

- En el ensayo de rodadura a un flanco (Figura 2.30-a) se evalúa el error de transmisión de dos engranajes que ruedan a la distancia nominal entre centros comparando el ángulo girado por cada una de las ruedas. Este ensayo proporciona información principalmente tangencial sobre la calidad geométrica del engranaje.

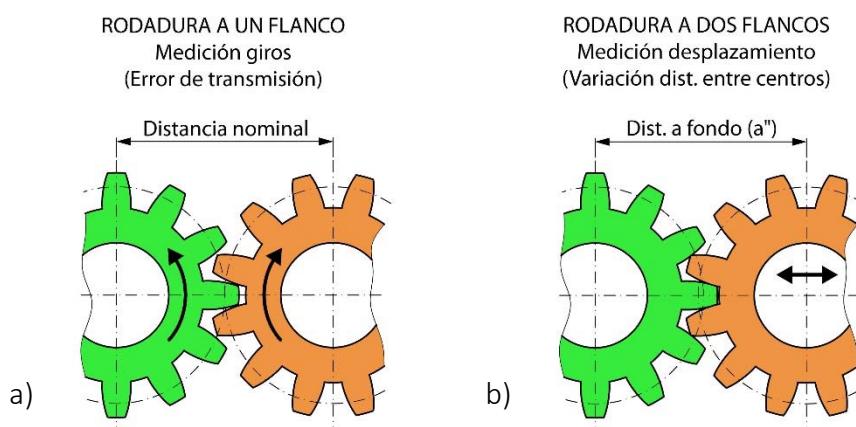


Figura 2.30 Esquema de funcionamiento de los ensayos de rodadura

- En el ensayo de rodadura a dos flancos (Figura 2.30-b) se mide la variación de la distancia entre centros de dos engranajes mientras se obliga a los flancos derechos e izquierdos a que estén siempre en contacto durante la realización completa del ensayo. En este caso la información obtenida es principalmente radial.

Dadas las profundas diferencias tanto en geometría como en posicionamiento relativo de las ruedas según el tipo de engranaje, es habitual que las máquinas de ensayo de rodadura sean específicas para el tipo de engranajes que se desea fabricar o que cubran únicamente el espectro de tipos de engranajes con disposición relativa de ejes similar (Figura 2.31). Además las máquinas dedicadas del ensayo de rodadura a un flanco y las de rodadura a dos flancos difieren entre sí fundamentalmente en los requisitos mecánicos y en consecuencia en los sensores de medida. También aparecen máquinas con configuraciones adaptadas a las necesidades de los fabricantes de engranajes más especiales o con necesidades de verificación de parámetros concretos.



Figura 2.31 Ejemplo máquina de ensayo de rodadura (fuente Frenco)

Aunque a priori el ensayo a un flanco proporcione más información que su homólogo, el ensayo a dos flancos está mucho más extendido por su sencillez y menor coste. No obstante, a pesar de las múltiples configuraciones que nos podemos encontrar en el mercado de este tipo de dispositivo, actualmente no existen equipos que integren ambos ensayos en una misma máquina.

Recientemente, se ha desarrollado un nuevo método de ensayo funcional, llamado Rollscan [33], basado en las técnicas de los ensayos de rodadura que proporciona una información topográfica completa de los dientes. El ensayo de rodadura a un flanco trabaja con ratios de contacto entre dientes mayores que uno. Esto implica que el resultado refleja la interacción y superposición de varios flancos de dientes, y por lo tanto los datos obtenidos no pueden identificarse específicamente para un determinado flanco de diente. En cambio, el método de *Rollscan* trabaja con ratios de contacto menores que uno mediante unos patrones especiales a partir de dientes modificados y medidores o tracks que contactan en diferentes zonas de los flancos de cada diente (Figura 2.32). De este modo se puede identificar con precisión la línea de contacto de un flanco mediante los medidores del patrón.



Figura 2.32 Patrones Rollscan (fuente Frenco)

A diferencia de otros métodos de verificación por rodadura, el número de vueltas a efectuar es similar al número de dientes a inspeccionar. De este modo, todos

los dientes son verificados por todos los medidores del patrón Rollscan. Al estar los medidores distribuidos de una manera concreta, el resultado de la inspección genera datos para cada uno de los flancos con un mallado de puntos controlado (Figura 2.33).

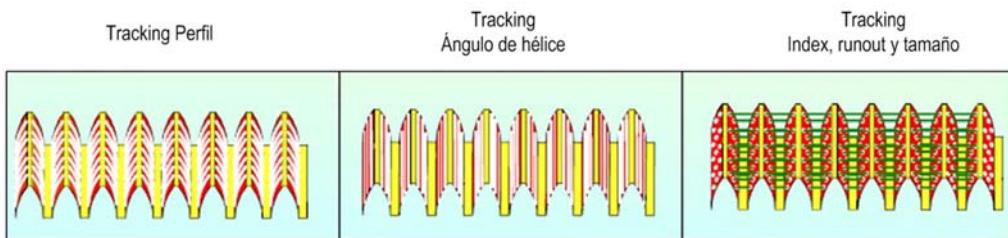


Figura 2.33 *Ejemplo mallas generadas por Rollscan (fuente Freco)*

A pesar de ser un sistema de verificación muy completo su limitación reside en el tiempo de ensayo y en la necesidad de utilizar patrones especiales de alta precisión, que resultan complejos y costosos. Además la interpretación de los datos de la malla total de los flancos en 3D requiere el uso de métodos estadísticos complicados para la evaluación de las desviaciones.

## 2.5 Ensayos de rodadura

Aunque los controles de calidad son fundamentales para el adecuado desarrollo de cualquier proceso de fabricación no cabe duda de que lo ralentizan. Por contra, la demanda del mercado obliga a inspecciones cada vez más rápidas y exigentes. En esta tarea, los ensayos de rodadura no sólo se presentan como la forma más rápida y directa de comprobar la calidad de un engranaje en sus futuras condiciones de operación, sino que también permiten detectar errores durante el proceso de fabricación, antes de llegar al control de calidad final.

La revisión del estado del arte de los ensayos de rodadura muestra los hitos más importantes de su origen e historia. También revela que a pesar de que estas técnicas se emplean desde hace varias décadas, el progresivo aumento de la precisión en los sistemas de fabricación junto con la aparición de la microfabricación ha promovido un creciente interés en diversos grupos de investigación. Por otro lado, resulta fundamental que el marco normativo actual garantice una adecuada definición de los principios de medición, los parámetros de rodadura, la interpretación de los resultados así como las características de los equipos a emplear.

### 2.5.1 Sentando las bases

Paralelamente a la introducción en la industria de los primeros equipos de medida de la evolvente del flanco por generación en los años 20 [1], [2], también se desarrollaron equipos de verificación de tipo funcional. Como demuestra la patente

U.S. 1,554,646 de C. Olson de 1925 [34] (Figura 2.34-a), a las máquinas existentes se les fueron incorporando elementos propios de los ensayos de rodadura como muelles, deslizaderas, discos de fricción, etc.

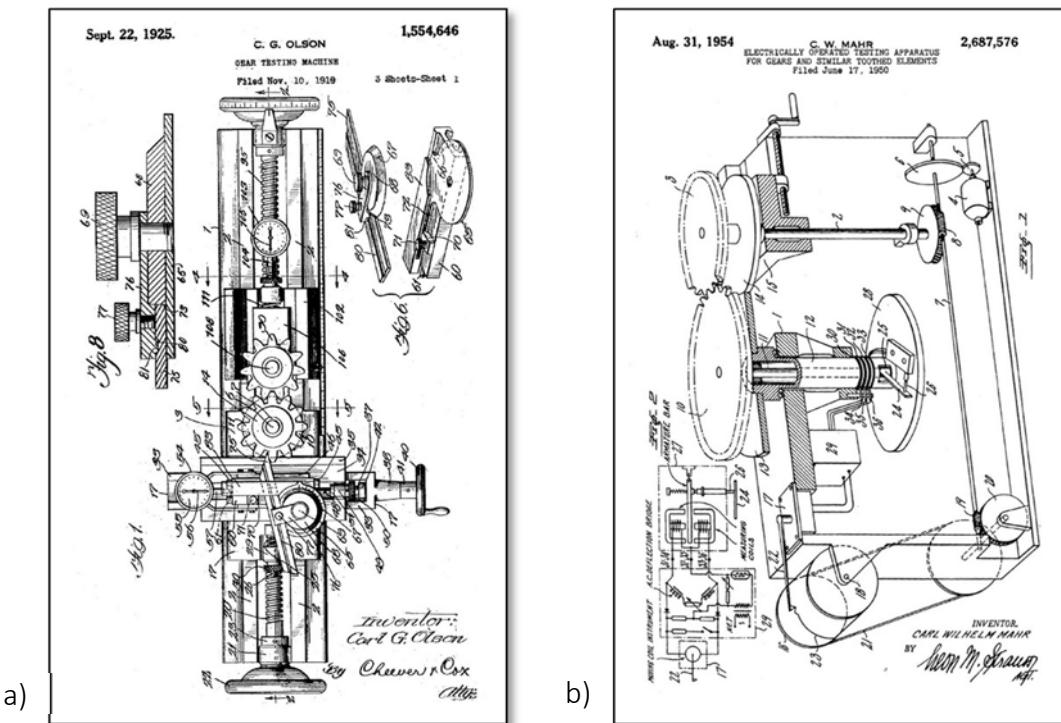


Figura 2.34 Ejemplo patentes de máquinas de ensayos funcionales (fuente [34], [35])

A raíz de la Segunda Guerra Mundial [36], en los años 50 las exigencias de las transmisiones aumentaron obligando a mejorar los sistemas de control de la calidad de los engranajes y dando lugar, podríamos decir, a las primeras máquinas automáticas de medición. Según la patente U.S. 2,687,576 [35], en 1954 Carl W. Mahr ya había desarrollado una máquina automática de verificación según el principio de rodadura a un flanco (Figura 2.34-b), capaz de medir las diferencias de velocidad angular de una rueda dentada rondando contra un patrón y que además solucionaba los viejos problemas de detección de pequeñas variaciones angulares debido a la inercia del propio sistema.

Desde entonces hasta la actualidad, numerosas han sido las patentes propuestas durante las últimas décadas reflejando el interés y la utilidad de los ensayos de rodadura. Alguna de ellas como la U.S. 3,031,765 [37] de 1962 y la U.S. 3,583,072 [38] de 1971 del suizo Müller proponían un diseño de máquina de ensayos de rodadura a un flanco que permitía emplear los mismos discos de fricción para diferentes relaciones de transmisión reduciendo así el tamaño de esta. La U.S. 4,550,508 [39] de 1985 de su compatriota Hans Spaeth, perteneciente a la empresa Maag Gear-Wheel and Machine Company Limited, incorporaba un sistema de alineación automática entre el

hueco del diente de una rueda y el diente de la otra, de aplicación interesante para verificación de líneas de producción. En 1997, el japonés Matsumoto desarrolla la U.S. 5,689,993 [40] donde propone un método de calibración para equipos a dos flancos usando patrones de menor precisión, y por lo tanto más económicos, con un número de dientes que no tuviera factores comunes con la rueda conjugada. En la U.S. 6,766,684 B2 [41] de 2004, los alemanes Bertz y Golder, por encargo de Klingelnberg Sohne GmbH, sustituyeron el sistema elástico por un motor lineal que controla el movimiento de vaivén en un equipo de ensayos a dos flancos. La más reciente de todas, la US 2014/0088891 A1 [42], desarrollada por los taiwaneses Chen y Lo de la National Central University en 2014, define un método para evaluar con mayor precisión las condiciones de engrane mejorando los resultados obtenidos habitualmente mediante la Transformada de Fourier.

Paralelamente a este desarrollo tecnológico, según cuenta Robert Munro en su carta a la editorial de Gear Technology [43] de 2004, fue el profesor Stephen Harris de la Universidad de Cambridge a quién se le ocurrió el concepto de error de transmisión. Según relata Munro, tuvo la suerte de trabajar con él desde 1957 a 1964, en sus primeros años como investigador, publicando varios trabajos entre ambos que predecían los efectos de la desviación de los dientes bajo carga y las posibles vibraciones generadas. Además fueron capaces de mostrar la variación del error de transmisión en función de la carga para diferentes formas de perfil de engranajes desarrollando incluso la corrección de la evolvente para reducir el error de transmisión [44]. Este trabajo ha sido la base para la comprensión del engrane y rodadura durante estos últimos 50 años. Continuando en la misma línea de investigación, R. Munro [45] realizó estudios teóricos y experimentales en 1969 de ensayos de rodadura a uno y a dos flancos, concluyendo la necesidad de profundizar más en ellos ya que consideraba que probablemente estos métodos cobrarían mucha importancia en el futuro, y más en particular el ensayo tangencial.

También en 1969, Guenter [46] explicaba y comparaba este tipo de ensayos con otros más convencionales. En 1972 Anon [47] mostraba las ventajas de utilizar estos sistemas no solo para diferentes tipos de engranajes sino también para trenes completos, en equipos Goulder-Mikron pioneros en la medición de la transmisión de error mediante equipos opto-electrónicos [43]. En 1977, se hicieron ensayos en una nueva máquina a un flanco con aumentos de hasta 10.000, en engranajes fresados y rectificados, por Ishibashi et al. [48], encontrando que apenas se observaba desviación de la pluma de grabación tras la primera vuelta de la rueda a verificar debido al deslizamiento de los rodillos patrón. Además también realizaron estudios sobre la durabilidad de la superficie cuando se aplican pequeños desplazamientos axiales a uno de los engranajes.

Fue en 1979 cuando Munro presentó una revisión completa del método de evaluación a un flanco [49]. Tanto este trabajo como los anteriores realizados con el profesor Harris fueron presentados a lo largo de varios años como "Technical Papers" a la American Gear Manufacturers Association (AGMA). Basándose en estas publicaciones, a partir de 1984 Robert Smith, perteneciente en el aquel momento a la empresa Gleason, se propone mediante sus textos hacer una lectura sencilla de los ensayos de rodadura a un flanco, a pesar de la complejidad de estos debido a la gran cantidad de parámetros e influencias como pueden ser las vibraciones generadas, las precisiones requeridas o la dificultad del análisis de los datos mediante las series de Fourier. Su objetivo fundamental fue la aplicación práctica de esta técnica, más extendida en ese momento por Europa que por Estados Unidos, para determinar la calidad de un engranaje que, por otro lado, es válida para un gran abanico de engranajes: cilíndricos (rectos y helicoidales), cónicos y sinfín corona.

En su artículo de 1984 "What single flank measurement can do for you" [50] publicado por AGMA, R. Smith se centra en la idea de que el ensayo de rodadura a un flanco es mucho más rápido y completo que el resto de tests individuales. En un solo ensayo los valores resultantes muestran la uniformidad de rotación o precisión durante el engrane. Estos valores están relacionados directamente con las variaciones del perfil, del paso, del paso acumulado y el runout. Mediante este método, se puede comprobar la mayor parte de los elementos de la calidad de un engranaje a excepción de la alineación del diente, a pesar de estar influenciado por otros errores de transmisión resultado de la variación del perfil. A modo de ejemplo Smith incluye gráficas tanto de las formas típicas de dientes y sus posibles curvas de movimiento rodando contra una rueda perfecta, como la interpretación de la variación de paso. La Figura 2.35-a muestra la línea recta generada por una evolvente perfecta. En la Figura 2.35-b la forma parabólica es consecuencia del diente modificado, aproximándose los errores a cero cuando el contacto está cerca de la circunferencia primitiva y aumentando a medida que se separa de esta tanto hacia el pie como hacia la cabeza del diente. En la Figura 2.35-c se aprecia una rampa debido a la alteración del ángulo de presión.

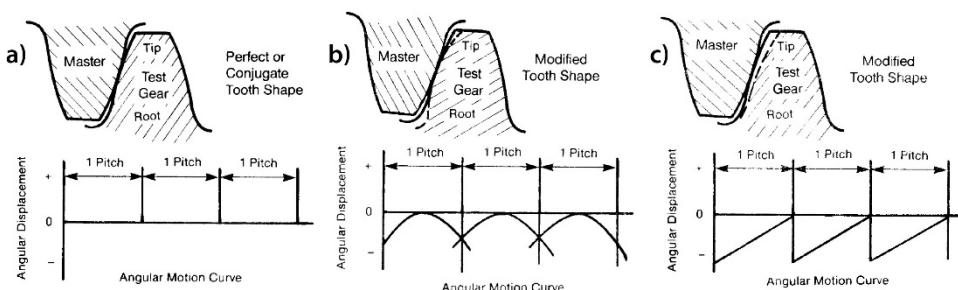


Figura 2.35 Ejemplos de las curvas del desplazamiento (fuente [50])

La detección de la variación de paso y del paso acumulado se hace evidente observando las gráficas resultantes. En la Figura 2.36-a se aprecia el efecto en un solo diente mientras que en la Figura 2.36-b aparece la suma acumulada de cada diente adyacente.

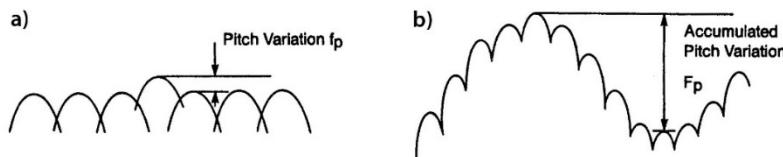


Figura 2.36 Interpretación de la variación de paso en el ensayo a un flanco (fuente [50])

Haciendo referencia a la publicación de Munro "Effect of Geometrical Errors on the Transmission of Motion Between Gears" de 1969 [45], Smith añade las ventajas del ensayo de rodadura a un flanco frente al de dos flancos. Aunque el ensayo de rodadura a dos flancos es más rápido y barato que el de un flanco, normalmente es imposible interpretar los datos diente a diente en términos elementales por estar ambos flancos en contacto simultáneamente. En cambio con el ensayo a un flanco se obtiene directamente el error de transmisión al estar un único flanco en contacto siendo posible interpretar la curva resultante en términos de perfil y error de paso. Respecto a las limitaciones de los ensayos de rodadura Munro concluye que no siempre hay una relación directa entre los valores de ambos ensayos, que curvas idénticas de resultados de ensayos a dos flancos pueden provenir de formas bastante diferentes de errores de perfil, y que a pesar de toda la información obtenida en los ensayos a un flanco ésta sólo muestra el error del perfil en contacto y no del flanco completo. También muestra gráficamente (Figura 2.37) cómo afectan los errores de perfil a las curvas de movimiento de un engranaje rodando contra un patrón en ambos ensayos.

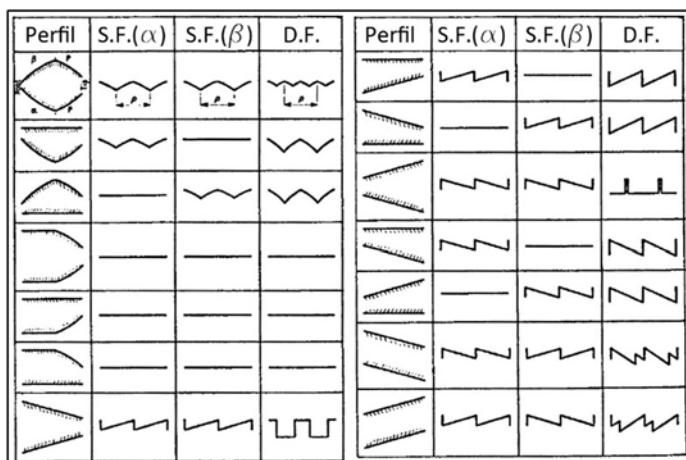


Figura 2.37 Efecto de los errores geométricos en la transmisión (fuente [50])

En este artículo, Smith también incluye un adelanto de tres de sus publicaciones posteriores "Identification of Gear Noise with Single Flank Composite Measurement" [51] de 1985, "The Relationship of Measure Gear Noise to Measured Gear Transmission Error" [52] de 1987 y "Solving Gear Noise Prob with Single Flank Inspection" [53] de 1990 donde se relaciona el ruido de engrane con los errores de transmisión. La intención de Smith de estas publicaciones como en el caso anterior fue la de que sirvieran como guía para solucionar los molestos problemas de ruidos a partir de los ensayos de rodadura a un flanco. Tras realizar ensayos a un flanco la componente diente a diente está relacionada con el ruido y las vibraciones mientras que los problemas de precisión lo están con la componente por vuelta. Cada una de las componentes puede ser aislada aplicando filtros de baja y alta frecuencia utilizando la Transformada de Fourier para posteriormente poder determinar una acción correctora sobre el dentado. Muchas veces, los datos son demasiado complejos como para poder ser analizados en su forma analógica (dominio de tiempo) debido a causas como la presencia de rebarbas, la excesiva amplitud o frecuencia de modulación, la aparición de muescas en los dientes, o la excentricidad del piñón. En esos casos, es más útil hacer un análisis de frecuencia en tiempo real a partir de los datos analógicos convirtiéndolos en un espectro de frecuencias individuales (Figura 2.38) relativos a varios elementos geométricos del engranaje.

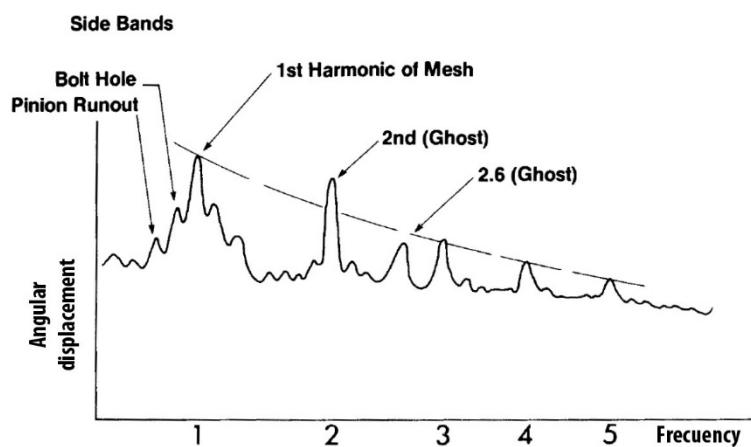


Figura 2.38 Espectro de frecuencias (fuente [51])

Según R. Smith, W. Mark [54] rompe el espectro de frecuencias en dos componentes. Una es la componente de desviación geométrica media definida como la superficie del diente formada por la media de todas las superficies de los dientes en consideración, y la otra es la componente de desviación geométrica aleatoria definida como la desviación de la superficie de un diente respecto a la media. La primera proviene de la modificación de perfil intencionado o accidental y provoca engranes armónicos de vibración; mientras que la segunda componente proviene de los efectos del runout y provoca armónicos de rotación.

Una atribución importante del ensayo de rodadura a un flanco es la habilidad de comprobar la variación del paso acumulado que junto a la detección del runout es otro punto en el que Smith hace especial hincapié, ampliando sus estudios en las publicaciones *What is Runout, and Why Should I Worry About it?* [55] y *"Detection of Hidden Runout"* [56] de 1991 y 1995 respectivamente. El runout aparece en un engranaje cuya superficie es excéntrica en el círculo primitivo y se muestra como la gran variación de los errores compuestos en el ensayo a un flanco. Es un generador de problemas ya que afecta a todas las demás características de la calidad del engranaje (forma de evolvente, variación del paso, alineación del diente) creando vibraciones, ruido y falta de precisión en la transmisión por lo que es muy interesante tenerlo controlado en todo momento. Por otro lado, aunque el runout es un fenómeno radial existe un runout escondido conocido como variación del paso acumulado de origen tangencial. Es por ello que la detección de este error no puede apreciarse mediante las técnicas tradicionales de inspección por bolas ni con el ensayo de rodadura a dos flancos o compuesto radial. Un engranaje con runout tiene variación de paso acumulado, mientras que uno sin runout podría tener variación de paso acumulado como resultado de excentricidad en algún momento del proceso de fabricación. A través de un sencillo planteamiento matemático, Smith pretende proporcionar una explicación de los datos tomados de los engranajes con "runout escondido", cuantificar la relación entre las condiciones que lo causan y los resultados de las inspecciones, y por último descubrir cómo interpretar los resultados para poderlo diferenciar del runout convencional. Para ello se plantea una formulación matemática del error producido por una variación entre el centro del engranaje acabado y el del mecanizado por la fresa madre (Figura 2.39), apareciendo una variación angular del punto de contacto respecto a cada uno de los centros.

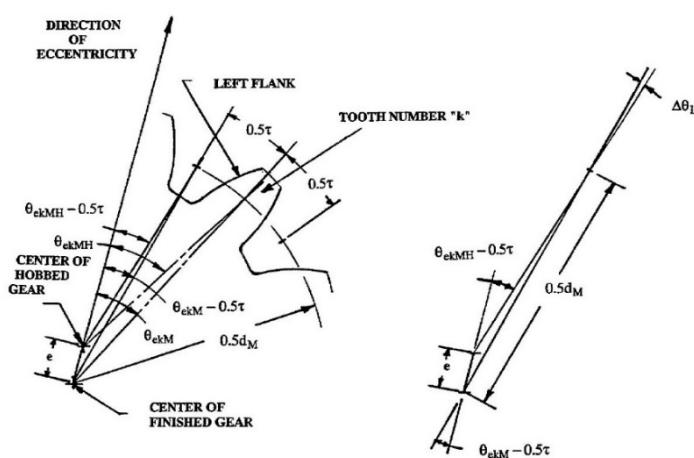


Figura 2.39 Localización angular de los huecos fresados y acabados según Smith  
(fuente [56])

Tras realizar pruebas de engranajes realizados con diferentes procesos de mecanizado y acabado, concluye que efectivamente los sistemas de medición radiales ofrecen resultados engañosos de runout (Figura 2.40) por lo que sólo son útiles en algunas etapas del proceso de fabricación pero no son suficientes para el control final de la calidad.

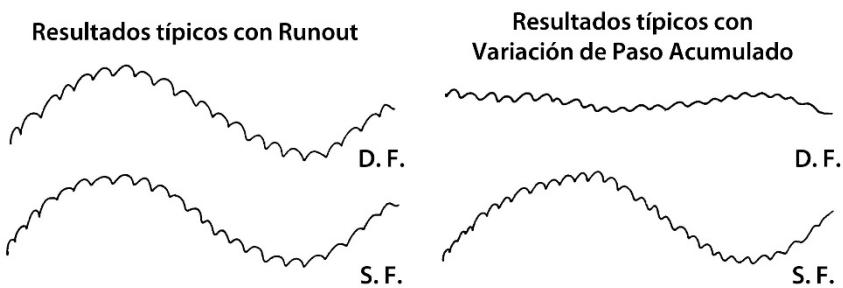


Figura 2.40 *Resultados típicos de ensayos de rodadura con Runout y Paso Acumulado*  
(fuente [50])

Finalmente añade la importancia de evitar excentricidades tanto en los trabajos de desbaste como en el amarre de las piezas en cada una de las operaciones posteriores, generadoras de “runout escondido”, ya que erróneamente se piensa que se puede solucionar en la fase de acabado. Una corrección de éste sólo se puede aplicar en un solo lado de los dientes siendo útil si se limita su uso en un único sentido de giro. Con todo ello, Smith sugiere que las normas de calidad de un engranaje no deberían usar el runout como parámetro de referencia sino que deberían especificar el uso de la variación de paso acumulado.

### 2.5.2 Evolución y actualidad

No son abundantes las publicaciones acerca de los ensayos de rodadura a pesar de su gran utilidad y su uso ampliamente extendido como solución de verificación rápida y completa en la industria del engranaje. Bien es cierto que en los últimos años, a partir de 2008, existe una tendencia al alza de grupos de investigación concretos muy centrados en el tema. Con toda seguridad, hay más conocimiento generado por los propios fabricantes de máquinas de engranajes, verificadoras o fabricantes de engranajes aunque su uso y distribución esté limitado a niveles internos. Ya hemos visto que personas como Harris, Munro y posteriormente Smith quisieron facilitar la labor de interpretación y comprensión de los resultados obtenidos. En cualquier caso, a través de sus publicaciones sentaron las bases de los actuales estudios y desarrollos de los diferentes equipos y ensayos funcionales de rodadura. Este apartado es el reflejo de ello y es apreciable su influencia y aportación.

Basado en el ensayo de rodadura a un flanco tradicional, Zhaolong et al. [57] desarrollaron en 1997 un nuevo sistema de medición de engranajes utilizando un engranaje patrón especial con tres clases de dientes de medida y uno de transmisión (Figura 2.41). En este método, con cada diente se comprueba un error diferente: perfil, runout, paso e incluso la línea de diente invisible en la versión original del ensayo de rodadura a un flanco. A través de una comparativa de resultados experimentales entre el nuevo equipo y mediciones realizadas en una máquina Zeiss VG450 se prueba la viabilidad del método. No obstante, los errores de la rueda patrón tienen una gran influencia por lo que hay que realizar los ensayos a baja velocidad y con poca carga para evitar desgastes, además de conservar las superficies de contacto completamente limpias para mantener las condiciones del ensayo.

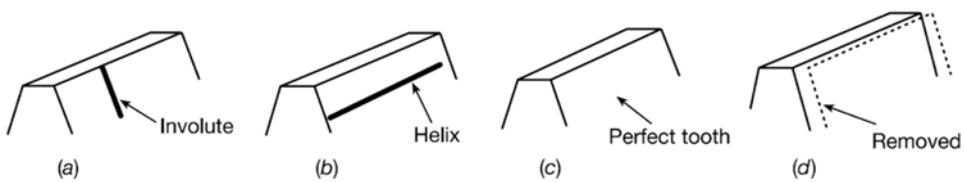


Figura 2.41 *Ejemplo de los cuatro tipos de dientes del patrón propuesto por Zhaolong et al. (fuente [57])*

Lawson de Mahr Corporation, en su publicación de 1998 acerca de la metrología de engranajes [25], [26], dedica un pequeño apartado a comparar entre sí las ventajas e inconvenientes de los ensayos de rodadura. Cabe destacar por su parte, que aunque el ensayo de rodadura a dos flancos aporta menor información puede resultar más útil para detectar errores no sistemáticos como son las muescas, rebarbas o pequeños golpes, por ofrecer una rápida evaluación funcional de los dientes.

Ya en 2004, la empresa alemana Freco GmbH patentó y lanzó al mercado un nuevo tipo de máquina de ensayos funcionales basado en las técnicas de rodadura, el “Rollscan” [33] (Ver apartado 2.4.2.2). A partir de un patrón compuesto por partes de diente que hacen la vez de palpadores y contactan en diferentes zonas de los flancos de cada diente, se puede identificar con precisión la línea de contacto del flanco. El secreto del sistema reside en hacer un escaneo de diferentes partes de los flancos de cada diente con un ratio de contacto inferior a uno, separando así el error individual de cada diente. Aunque es un método efectivo, la complejidad de los patrones, la dificultad de tratar datos de superficies escaneadas y la velocidad del ensayo como resultado de tener que realizar tantas vueltas como número de dientes a verificar, limitan su uso.

En 2008, Richard Thoen recalca que las evidencias históricas muestran que los errores compuestos diente a diente (kickout) medidos en los ensayos de rodadura a dos flancos pueden diferir de una máquina a otra [58]. A pesar de que es consciente de

que probablemente no se generalice la calibración de este tipo de dispositivos en un futuro próximo, propone un método para poder controlar estas desviaciones mediante una rueda patrón con dientes acabados en punta generando un kickout conocido.

En el mismo año, Guo et al. establecen dos técnicas diferentes para intentar separar los errores obtenidos en ensayos de rodadura a dos flancos [59] a través de su formulación matemática y su correspondiente comprobación experimental. La primera de ellas, en la que se utilizan dos ruedas, una patrón y otra de producción, se basa en la técnica de separación de errores de multipaso que consiste en hacer rodar la referencia fija de una rueda patrón (Figura 2.42) contra todas las posiciones posibles de la rueda a verificar. Los armónicos obtenidos basados en las series de Fourier [60], [61] revelan que con este método únicamente es posible separar el error radial total compuesto pero no el error radial diente a diente ya que el error del patrón contiene además de sus armónicos los de la rueda a verificar y este valor es el principal componente del error diente a diente.

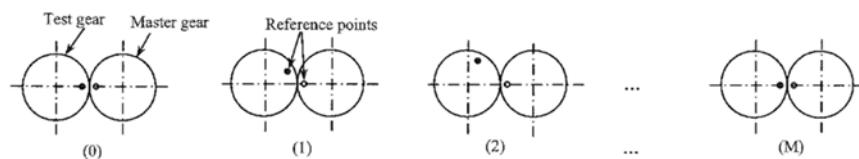


Figura 2.42 Técnica de separación de error multipaso para dos engranajes (fuente [59])

En la segunda técnica de separación de error se utilizan 3 ruedas de producción y se hacen rodar dos a dos entre sí desde el mismo punto de referencia de cada una de ellas (Figura 2.43). En este caso se puede separar el error radial total compuesto y la mayoría del error radial diente a diente.

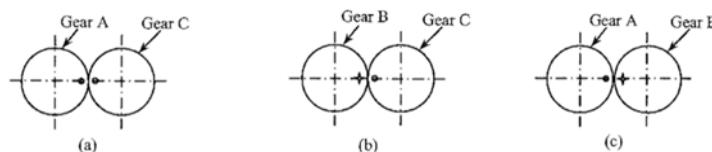


Figura 2.43 Técnica de separación de error por medio de 3 engranajes (fuente [59])

Según Chajda et al. de la Poznan University of Technology, a pesar de las muchas publicaciones y congresos que se realizan en busca de una fabricación más precisa de los engranajes, aún falta una descripción completa teórica de la precisión de los engranajes. En este camino, su aportación en 2009 consistió en relacionar la influencia de los errores geométricos de los engranajes con su comportamiento dinámico mediante ensayos de rodadura a un flanco [62]. Los resultados, tanto simulados como experimentales, revelan que son las variaciones del paso las que afectan en mayor medida, entorno al 80%, a las variaciones dinámicas. El impacto debido a la

excentricidad está en torno al 20% y menos de un 1% debido a la desviación del radio base.

A través de la simulación de los ensayos de rodadura a dos flancos aplicando el concepto de análisis por contacto de diente, los taiwaneses Liu y Lin en su publicación de 2009 [63], proponen un proceso significativo para establecer el análisis y las capacidades de dicho ensayo. Basándose en las fórmulas geométricas de los engranajes de Litvin [7], [64] y en los estudios de Munro y Smith [49]–[52], [65] sobre los ensayos funcionales de la década de los 80, realizan una simulación de engranajes cilíndricos de diente recto. Con varios ejemplos gráficos, ilustran posibles resultados a medida que se van modificando y combinando diferentes parámetros como ángulo de presión y/o excentricidad. Consideran que estos resultados podrían impulsar las investigaciones futuras en los ensayos de rodadura a dos flancos.

Desde la DaLian University of Technology de China en 2010, se propone un nuevo diseño de máquina de ensayos compuestos radiales para ruedas patrón de alta precisión [66]. Gracias a una estructura de muelle suspendida (Figura 2.44), este instrumento soluciona los inconvenientes de los grandes errores de rotación, la baja sensibilidad y la gran fuerza en la medida que aparecen en las máquinas tradicionales de inspección; aumentando así su precisión al desaparecer la amortiguación por fricción. Ma et al., tras añadir las correcciones del ángulo del sistema de muelles, de la excentricidad del montaje del patrón, del paralelismo de los ejes y de la fuerza del muelle mediante software; realizaron pruebas obteniendo resultados con una incertidumbre de 1,4  $\mu\text{m}$  garantizando la posibilidad de usar patrones de grado 2.

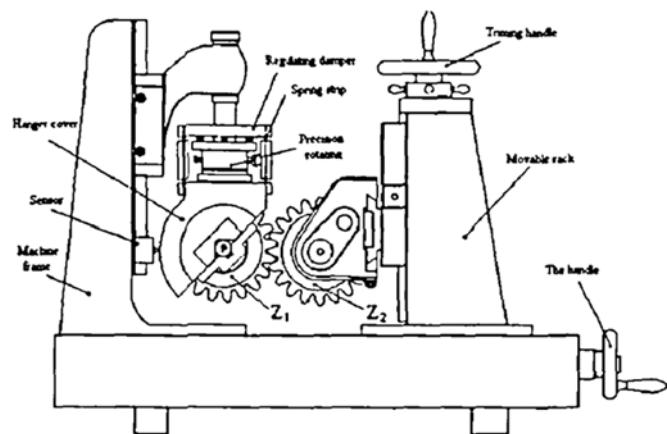


Figura 2.44 Diseño de la máquina de ensayos compuestos radiales de Ma et al. (fuente [66])

Para intentar mejorar los métodos de verificación en la fabricación por lotes de engranajes de paso fino, es decir módulos de 0,05 a 0,5, desde el Chengdu Tool Research Institute de China en colaboración con Scan Direct Ltd se desarrolló en 2010

un equipo basado en los ensayos de rodadura a un flanco y a la tecnología de medición del error integrado de engranajes que, usando una rueda patrón especial, podía comprobar no sólo desviaciones tangenciales sino también desviaciones elementales de perfil y paso de este tipo de engranajes [67]. Huakun et al. lo consiguieron a través de dos ejes sincronizados y un ciclo cerrado de medición diferencial, junto con un patrón convencional y otro cuyos dientes se van estrechando a lo largo del perfil, aunque concluyeron en la necesidad de mejorar la precisión y la posibilidad de medir la desviación de la hélice.

M. Cui y W. Deng, de la Sun Yat-sen University de China, desarrollaron en 2012 un software mediante LabVIEW para separar las diferentes componentes de las desviaciones radiales de un engranaje a partir de los datos obtenidos en una máquina convencional de ensayos de rodadura a dos flancos [68]. Como las componentes radiales son periódicas, a través de las técnicas de separación de error pudieron descomponer los datos como suma de los armónicos de los diferentes períodos y las medidas de los errores dinámicos. La mayor parte de las fuentes de error como el coeficiente de rozamiento del carro flotante, la fuerza de empuje entre engranajes, la tensión de la correa de transmisión, la precisión de los sensores y la configuración del hardware, entre otros, pueden ser detectadas para una posterior corrección aunque resulta imposible deshacerse de todas las interferencias externas.

A principios de 2014, Ernie Reiter y Fred Ebarle, ambos pertenecientes al comité técnico de AGMA, publican en dos partes una serie de consideraciones prácticas sobre el uso de los ensayos de rodadura a dos flancos para el control de fabricación de engranajes [69], [70]. En la primera de ellas describen la teoría de los ensayos, detallan los equipos usados, definen las mediciones que se pueden conseguir, muestran los cálculos que implican y además explican la interpretación de los posibles resultados. Insisten en la idea de que son ensayos muy buenos para determinar la calidad del proceso de producción de los engranajes y de sus potenciales errores, pero desde los cuales no se puede establecer con precisión cada efecto por independiente. En la segunda parte presentan la aplicación de técnicas estadísticas para verificar la estabilidad del proceso de fabricación de engranajes para grandes volúmenes de producción a partir del práctico y económico ensayo de rodadura a dos flancos. A pesar de haber realizado un análisis estadístico de la varianza de repetibilidad y reproducibilidad de los ensayos (ANOVA gauge R&R), concluyen que el análisis de incertidumbre es un método mucho mejor cuando se manejan mediciones dinámicas como es el caso de este tipo de ensayos. Las imperfecciones en las superficies de contacto, los efectos compuestos de la medición, la cantidad de lecturas así como la propia automatización de los sistemas, entre otros, hacen tarea imposible cuantificar

todos y cada uno de las influencias que pueden afectar al resultado de un estudio ANOVA.

Casi paralelamente a todos estos estudios, los trabajos liderados en la primera década del presente siglo por el profesor Shi, de la Beijing University of Technology y miembro del ISO TC60, son los que más habría que destacar por volumen y aportación, en lo que a ensayos funcionales se refiere. En 2008, presentaron un equipo de ensayos de rodadura a dos flancos que incorporaba dos ruedas patrón con mayor número de grados de libertad para poder obtener no sólo parámetros radiales sino también tangenciales, incluyendo conicidad e inclinación de diente, en una misma inspección [71], [72]. La sencillez y alta eficiencia de los ensayos a dos flancos junto con la medición de los nuevos giros mediante sensores lineales (Figura 2.45) podrían satisfacer la gran demanda de inspecciones de engranajes a gran velocidad sobre la propia línea de fabricación para grandes volúmenes de producción. Posteriormente en 2011, publicaron resultados de la repetibilidad de la máquina [73] haciendo especial hincapié en la cantidad de influencias que pueden afectar al resultado de la medición, por lo hay que tenerlas en cuenta para intentar ejecutar todos los ensayos bajo las mismas condiciones de funcionamiento.

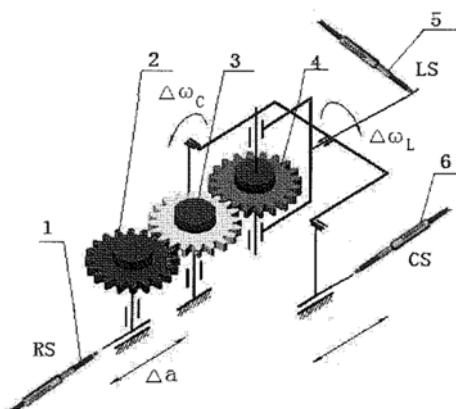


Figura 2.45 Esquema de la máquina de profesor Shi (fuente [71])

También en 2008, realizan otra publicación acerca del desarrollo y aplicaciones de la tecnología de los ensayos de rodadura a un flanco [74]. En ella, analizan detalladamente diferentes métodos basados en este principio de medida para finalizar con la introducción de nuevos métodos y las tendencias existentes.

En el mismo año, analizan la insuficiencia del ensayo de rodadura a un flanco y proponen corregir sus carencias, a partir del método del “error integrado” de Zhang [57] contra patrón, para la verificación de una pareja de engranajes [75]. A través de las Curvas del Error Integrado del Par de Engranajes, GPIEC de sus siglas en inglés, es posible representar todos los errores como un conjunto de tal manera que las desviaciones de todos los puntos de los flancos de los dientes conjugados tengan la

misma referencia (Figura 2.46). Mediante la deducción de su teoría, la definición de sus fórmulas y la presentación del método pretenden que las GPIEs se puedan emplear no sólo para comprobar la calidad de una transmisión, sino también para analizar las fuentes de error y los ruidos. Creen que en un futuro, este concepto de GPIE podría tener influencia sobre las normas de tolerancias, los métodos de análisis de error de los procesos de fabricación e incluso abrir nuevos caminos de investigación hacia las características dinámicas de los engranajes.

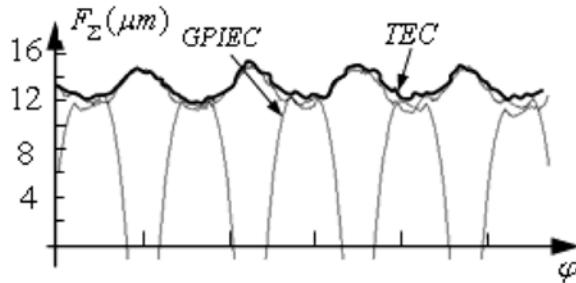


Figura 2.46 Comparación entre las GPIE y error de transmisión (fuente [75])

Posteriormente entre los años 2009 y 2011, Shi et al. desarrollaron un prototipo para comprobar engranajes de paso fino [76], [77], basado en el principio de los ensayos de rodadura a un flanco. El aparato consistía en dos ejes verticales sincronizados similar al sistema que paralelamente estaban realizando por esos años Huakun et al. [67].

En 2012, el equipo de Shi planteó un nuevo sistema de evaluación de la desviación del perfil aplicando el principio de los ensayos de rodadura a dos flancos, para inspecciones a alta velocidad realizadas directamente en el taller [78], [79]. Se trata de medir el movimiento en la dirección radial y tangencial al mismo tiempo de una sonda patrón con forma de cremallera (Figura 2.47) mientras engrana sin juego con la rueda a comprobar en una máquina de ensayos de dos flancos. Además de la gran velocidad de ensayo, con este sistema no es necesaria la fabricación de precisas y caras ruedas patrón.

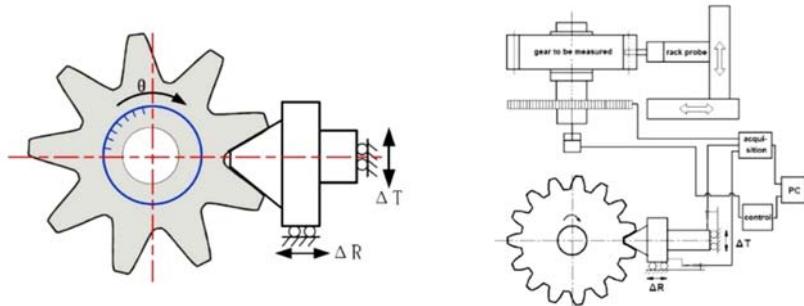


Figura 2.47 Esquema de funcionamiento con sonda patrón de cremallera (fuente [79])

Como último trabajo a destacar hasta la fecha del grupo de Shi, nos encontramos con el diseño y desarrollo de un equipo (Figura 2.48) basado en el principio del ensayo de rodadura a un flanco para calcular los errores de transmisión en engranajes frontales [80] en 2013. Mediante el método de contaje de la subdivisión de pulsos de reloj de alta frecuencia, se pueden obtener resultados de la desviación compuesta tangencial, la desviación del paso, el juego y la excentricidad de este tipo de engranajes. A pesar de que no existe normativa para dichos engranajes, los autores toman como referencia la normativa de los engranajes cónicos y de los hipoides para evaluar la precisión. Tras varios ensayos hicieron una estimación de la incertidumbre de la máquina y con ella determinaron el grado de calidad máximo con la se podía medir.

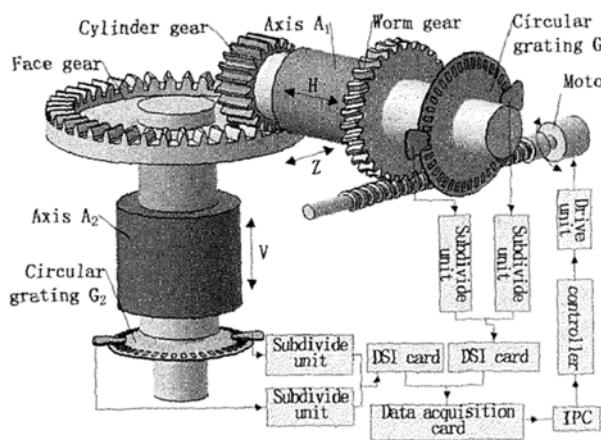


Figura 2.48 *Esquema de equipo basado en el ensayo de rodadura a un flanco para engranajes frontales (fuente [80])*

### 2.5.3 Nuevas aplicaciones

Debido al creciente uso de aparatos electrónicos multifuncionales portátiles, es obvio que cada vez más se necesitan micro componentes mecánicos. Es frecuente, a día de hoy, la fabricación de microengranajes que forman parte de los microactuadores y los microreductores incluidos en equipos dentales, quirúrgicos, ópticos o instrumentos metrológicos, y todos ellos necesitan ser testeados y validados de alguna manera.

Aunque el término sigue siendo ambiguo, a un engranaje se le podría considerar como microengranaje si alguno de sus elementos más relevantes para el funcionamiento, como paso o módulo, tiene dimensiones en rango micrométrico [81]. Una vez más, el desarrollo de las diferentes técnicas de verificación está siendo simultáneo al propio desarrollo de la microfabricación. Además de la creación de nuevos sistemas de medición, las técnicas tradicionales están siendo evaluadas para comprobar su validez. En este sentido, los ensayos de rodadura se podrían presentar ventajosos por su carácter funcional.

En 2008, Albers et al. proponen la inspección compuesta tangencial y radial para garantizar la calidad de las ruedas dentadas utilizadas en micromecanismos [81] ya que hasta ese momento no existe un método disponible. En él se adopta la definición de normas para ruedas dentadas macroscópicas, para las necesidades especiales y condiciones de contorno de microtecnología. Como no es posible garantizar la calidad mínima necesaria de una rueda patrón de esas dimensiones los resultados se obtienen a partir de ensayos con varias ruedas de producción en diferentes posiciones. Simultáneamente complementan este trabajo con una comparativa entre ensayos de rodadura radiales experimentales (Figura 2.49) y una simulación de los mismos por elementos finitos, concluyendo que se puede hacer una simplificación de la simulación de 3D a 2D [82]. Posteriormente, en 2010, presentan un trabajo del mismo estilo simulando en este caso ensayos tangenciales de rodadura [83].

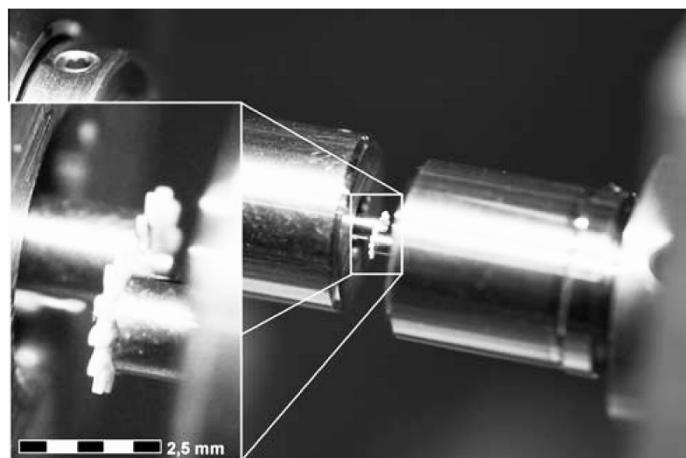


Figura 2.49 *Ensayo compuesto radial para microengranajes (fuente [82])*

En 2010, desde el Jiu Quan Statellite Launch Center de China, Fang et al. proponen no sólo un sistema de medición geométrica de microengranajes cilíndricos de diente recto a partir de una imagen estática, sino la posibilidad de realizar medidas dinámicas integradas [84]. Tomando como base una rodadura perfecta, se pueden virtualizar los ensayos de rodadura a un flanco para predecir el comportamiento de un par de engranajes simulando un proceso real de engrane.

Metal Industries Research & Development Centre de Taiwan desarrolló en 2011 un prototipo de ensayos de rodadura a dos flancos ante la necesidad de tener que verificar engranajes de radio primitivo 1,56 mm y módulo 0,12 para microrreductores planetarios [85], ya que no existían máquinas comerciales capaces de medir engranajes de estas dimensiones. A pesar de que la normativa internacional no incluye valores tan pequeños en sus tablas [14], [15], es posible, mediante unas sencillas fórmulas, calcular los valores correspondientes a cada calidad en función del módulo y diámetro primitivo. Finalmente, se determinaron la calidad de los engranajes mediante ensayos

funcionales compuestos utilizando un engranaje patrón de mucho mayor diámetro que las ruedas a verificar.

#### 2.5.4 Normativa aplicada

En el mundo del engranaje, conviven diferentes normas cuyo uso y aplicación están ampliamente repartidas por todo el mundo. En la mayoría de las ocasiones, no existe una correlación directa entre ellas, e incluso ni si quiera se analizan de la misma manera por lo que aparecen diferencias en las tolerancias elementales [86] (ver Figura 2.50). Para poder compararlas entre sí, sería necesario valorar la calidad de cada parámetro por independiente teniendo especial cuidado en la traducción al mismo idioma de todos los términos empleados en la redacción de las normas según sus lenguas de origen.

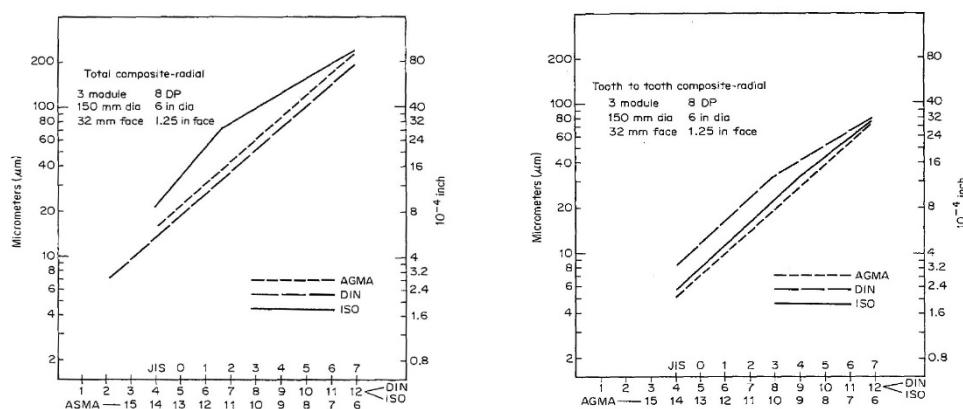


Figura 2.50 Comparativa de las normas de ensayo compuesto radial (fuente [86])

No obstante, como ya se ha indicado anteriormente en el apartado 2.4.1, gracias a la creación del grupo de trabajo ISO TC 60 se ha favorecido la tendencia mundial hacia la estandarización de los engranajes. En esta tarea, están colaborando conjuntamente miembros de reconocido prestigio de los principales institutos y asociaciones de estandarización de todo el mundo [87]. Desde la American National Standards Institute estadounidense (ANSI), el Deutsches Institut für Normung (DIN), el Japanese Engineering Standards Committee (JISC), la British Standards Institution (BSI) y hasta un total de 14 países participantes junto con otros 23 países observadores más, entre los que se encuentra la Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR), forman dicho comité técnico. Íntimamente ligado a este trabajo, cabría destacar la imprescindible labor realizada por asociaciones de ingenieros y de fabricantes de engranajes, como son la Verein Deutscher Ingenieure (VDI) o la American Gear Manufacturers Association (AGMA), que llevan años definiendo los estándares mediante la elaboración de normas, a partir de la experiencia de fabricantes y usuarios.

Curiosamente, a pesar de la unificación de criterios y por lo tanto de tener una definición más clara de parámetros y tolerancias, las propias normas siguen recomendando a clientes y fabricantes de engranajes llegar a un acuerdo previo sobre los valores máximos admitidos en el proceso de fabricación según sus necesidades y capacidades respectivamente [14], [15], [22].

La elaboración de los informes técnicos ISO/TR 10064-1:1992 [16] e ISO/TR 10064-2:1996 [17] a partir de la recopilación de diferentes publicaciones bajo un estándar internacional, es decir de tipo 3, dieron lugar posteriormente a la publicación de las normas ISO 1328-1:1995 [21] e ISO 1328-2:1997 [15] que cancelaban y reemplazaba la ISO 1328:1975 [88]. De esta manera, se estableció un sistema de la precisión correspondiente a los flancos de los engranajes individuales cilíndricos de diente de evolvente, se definieron apropiadamente los términos a emplear, la estructura de la precisión del engranaje, y los valores permitidos de desviaciones de paso, de perfil y de hélice. Actualmente existe una nueva versión de la primera parte, “ISO 1328-1:2013 Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth” [14], cuyo objetivo sigue siendo proporcionar un estándar común a fabricantes y clientes que facilite el consenso entre ellos.

Así como DIN interrumpió la publicación final de varios borradores para trabajar conjuntamente en el grupo ISO TC 60, AGMA hizo una completa revisión de su norma “ANSI/AGMA 2000-A88 Gear Classification and Inspection Handbook” [89], norma que durante muchos años había proporcionado el sistema de tolerancias de engranajes en Estados Unidos y apenas había sufrido cambios en los últimos 40 años, adaptándola para estar en armonía con las ISO [90]. El resultado fue la aparición de las normas ANSI/AGMA 2015-1-A01 [22] y ANSI/AGMA-2015-2-A06 [91] donde, por ejemplo, se incluyen valores en el sistema métrico. No obstante, según E. Reiter, miembro activo de varios comités de engranajes de AGMA, habría que mejorarla ya que hay puntos en los que se complica con respecto a su antecesora, como por ejemplo la numeración de las calidades que lleva a confusión, además de excluir y limitar algunos tipos de engranajes, entre otras cosas [92].

En lo que a ensayos de rodadura se refiere, la ISO 1328-1:2013 [14] incluye la clasificación de la calidad de los engranajes cilíndricos de acuerdo a las desviaciones compuestas tangenciales o lo que es lo mismo los valores permitidos en los ensayos de rodadura a un flanco. En cambio, los valores de las desviaciones compuestas radiales, también para engranajes cilíndricos, no han sido actualizados y se siguen definiendo mediante las fórmulas y tablas de la ISO 1328-2:1997 [15]. Por su parte, las tolerancias del “runout” que aparecían estipuladas en la parte 2 han sido anuladas y trasladadas a la parte 1, relacionándolas con el error de paso acumulado.

Además de las normas ISO, existen diferentes normas de ensayos de rodadura que recogen los valores de tolerancias e incluso alguna de ellas hace una descripción de ambos ensayos sin entrar en detalle de las condiciones de ejecución. Por ejemplo, la calidad para engranajes cónicos en los ensayos a un flanco se determina según la DIN 3965-3 [17] y para engranajes sínfín corona según las DIN 3974-1 y 2 [93], [94]. En cambio, apenas se encuentra normativa para determinar la calidad según los ensayos a dos flancos, como es el caso de la ANSI/AGMA 2009-B01 [95] aplicable sólo a engranajes cónicos, o ni siquiera existe, como en el caso de los engranajes sínfín corona. Menos son las normas que hacen referencia a una descripción clara y concisa de los ensayos, y en la mayor parte de las ocasiones, como la VDI/VDE 2608 [30] o las AGMA 915-1-A02 [31] y 915-2-A05 [32] realizadas según algunas directrices ISO, son sólo recomendaciones y no descripciones recogidas en un estándar unívoco. Como consecuencia de estas circunstancias, en función de la región de aplicación habitual de una norma, la nomenclatura es diferente y la evaluación de los parámetros puede variar ligeramente.

Por otro lado, sólo ANSI/AGMA tiene normas de recomendación acerca de los criterios de evaluación y cualificación de las máquinas de ensayos de rodadura. La ANSI/AGMA 2116-A05 [96] recomienda las condiciones del sistema de medida junto con los tamaños y geometrías de los artefactos empleados para la calibración de máquinas de ensayos a dos flancos. Complementando a esta, la ANSI/AGMA 935-A05 [97] recoge las condiciones y la alineación de los instrumentos de medida que tienen gran influencia en los resultados, así como información acerca de los procedimientos de calibración. Paralelamente a estas normas, ya se están empezando a proponer soluciones industriales de calibración para este tipo de equipos a partir de resultados experimentales de mediciones contra rueda patrón [98].

## 2.5.5 Descripción completa de ensayos según VDI/VDE 2608

Tal y como se ha citado en el apartado anterior, una de las pocas normas europeas que explica de manera clara los ensayos de rodadura es la VDI/VDE 2608 [30]. En ella, se describen el principio de medición, los métodos establecidos, los instrumentos de medida, y la evaluación de los resultados obtenidos en este tipo de ensayos.

Esta recomendación técnica se puede aplicar en inspecciones compuestas tangenciales y radiales para engranajes cilíndricos, cónicos y corona-sínfín. Aunque habitualmente una de las ruedas suele ser un patrón, la norma recoge la posibilidad de evaluaciones de parejas de engranajes, e incluso de trenes completos, dando como resultado la calidad de la transmisión y no a nivel individual.

Los resultados de las inspecciones tangenciales y radiales no se pueden comparar entre sí, ya que están basados en principios diferentes. Aunque el ensayo de rodadura a un flanco aporta mucha más información acerca de las propiedades de funcionamiento, el ensayo a dos flancos está más extendido ya que se obtienen datos más directos y fáciles de interpretar con una menor inversión. No obstante, la elección del método a utilizar depende de si lo principal es asegurar la funcionalidad del engranaje o si por el contrario se pretende descubrir posibles errores en la fabricación. Es cierto que todos los datos de la inspección radial prácticamente se pueden obtener completamente a través de la tangencial, pero la comprobación de la excentricidad, la inestabilidad en la sujeción del tallado, los posibles daños en los dientes y los efectos de la herramienta en el rectificado, puede ser mucho más rápida y eficiente con pequeños pero robustos equipos de ensayos de rodadura a dos flancos.

#### 2.5.5.1 Ensayos de rodadura a un flanco

En el ensayo de rodadura a un flanco o inspección compuesta tangencial dos engranajes se hacen rodar a la distancia nominal entre centros y en condiciones geométricas nominales de montaje, principalmente ángulo entre ejes y altura (Figura 2.51). Una de las ruedas está accionada por un motor conduciendo a la otra, siendo necesario que el eje de la rueda conducida esté ligeramente frenado con objeto de que los flancos derechos o izquierdos estén permanentemente en contacto. Se recomienda un par de frenado ajustable de entre 1 y 5 Nm, en función de las dimensiones de los engranajes, para evitar que la inercia separe las ruedas y pueda falsear los resultados. Además, los ensayos se deben realizar a baja velocidad, entre 5 y 30 rpm, para que no afecten los efectos dinámicos sobre el resultado, ni por vibración ni por deformación. La variación de giro medida entre ambas ruedas es lo que constituye la desviación compuesta tangencial y se denomina “error de transmisión”.

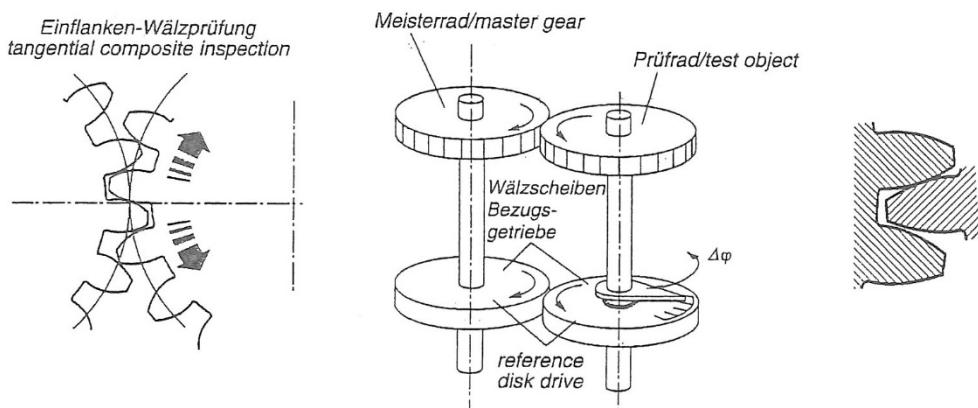


Figura 2.51 Ensayo compuesto tangencial (fuente [30])

Aunque se pueden distinguir varios casos diferentes de este tipo de ensayos, este trabajo se centra exclusivamente en la verificación contra rueda patrón, en la que se considera que las desviaciones de esta son despreciables frente a las del engranaje a verificar. Esta técnica también se puede aplicar entre dos engranajes de producción o cuando no es posible un patrón fiable. En ese caso, los resultados se atribuyen a la pareja de engranajes y los valores de las tolerancias provienen de aplicar la ley de propagación de errores.

Todos los equipos tienen en común un eje motriz y otro eje libre con freno ajustable. Por medio de mecanismos de regulación es posible realizar montajes de los engranajes en su posición nominal o con algún tipo de desviación con el fin de simular posibles condiciones reales de montaje. Asegurando que el diseño de la rueda patrón corresponde con la conjugada de la rueda a verificar, ambas se deben de sujetar de tal manera que sus ejes de giro coincidan con los de la medición. Para cualquier clase de engranaje, una sujeción excéntrica o inestable genera un error adicional que no puede atribuirse al dentado. Si bien es cierto que la sujeción excéntrica es sencilla de calcular, la inestable apenas se puede separar del resto de errores.

El ensayo de rodadura a un flanco contra patrón finaliza cuando la rueda de mayor tamaño ha girado una vuelta completa o, en el caso de las transmisiones sínfín-corona, ha dado tantas vueltas completas como número de entradas del sínfín. Cuando el ensayo se realiza entre un par de ruedas de producción hay que asegurar que se verifica un periodo completo en el que entren en contacto todas las posibles combinaciones de engrane. En cualquier caso, los valores obtenidos se representan en una gráfica, de tipo senoidal, en el que eje de abscisas viene definido por el ángulo girado y el de ordenadas por las desviaciones en longitudes de arco sobre el diámetro primitivo de las variaciones de giro entre ambas ruedas (Figura 2.52). Los diagramas se evalúan de acuerdo a las normas DIN 3960 [99] e ISO 1328-1 [14].

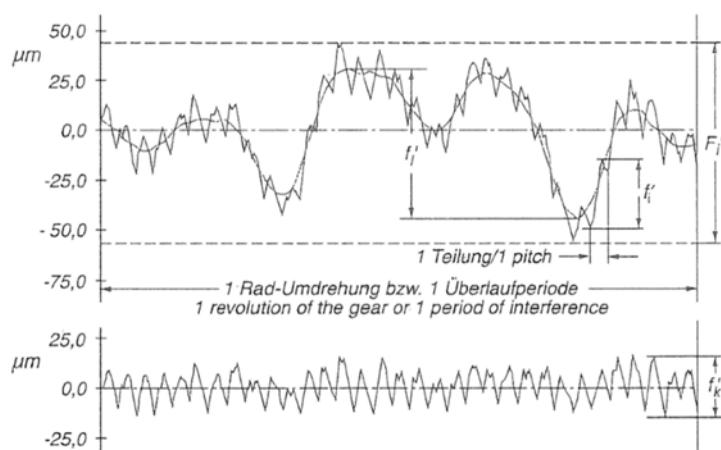


Figura 2.52 Evaluación de la inspección compuesta tangencial (fuente [30])

Los parámetros del ensayo compuesto tangencial, rodadura a un flanco, que se evalúan a partir de los resultados de la medición para determinar la calidad de un engranaje son: el error compuesto tangencial ( $Fi'$ ) que es la diferencia entre la máxima y la mínima desviación angular a lo largo de una revolución o periodo de referencia.; y el error compuesto tangencial diente a diente ( $fi'$ ) que es la máxima variación a lo largo del ángulo de rotación correspondiente a un engrane.

A partir de la descomposición de los valores de las mediciones en sus componentes de alta y baja frecuencia mediante la transformada de Fourier se obtienen otros dos: el error compuesto tangencial de baja frecuencia ( $fl'$ ) que es la diferencia entre el máximo y el mínimo valor de la componente de baja frecuencia, y el error compuesto tangencial diente a diente de alta frecuencia ( $fk'$ ) que es la componente de alta frecuencia. En la práctica, en muchas ocasiones los valores  $fi'$  y  $fk'$  se consideran iguales ya que apenas hay diferencia entre ellos.

Conviene aclarar que la actualización de la ISO 1328-1:2013 [14], ha introducido cambios en la nomenclatura de algunos parámetros de engranajes, entre ellos los de los ensayos a un flanco. De esta manera,  $Fi'$  cambia por  $F_{is}$  y  $fi'$  por  $f_{is}$ . Por su parte, el parámetro  $fl'$  de la VDI/VDE 2608 [30] ya se denominaba como  $F_p$  en la ISO 1328-1:1995 [21]. No obstante, como cualquier cambio normativo, se necesitarán varios años para que se generalice su uso. De hecho, en este trabajo se mantiene la nomenclatura anterior al considerar que está más interiorizada y que por lo tanto es más fácil interpretar los estudios presentados.

El estudio, compresión e interpretación de los parámetros y gráficas de los ensayos de rodadura a un flanco permiten obtener información de las variaciones del perfil, del paso, del paso acumulado y del runout de un engranaje. Además, posibilitan evaluar de manera práctica su comportamiento permitiendo posibles modificaciones para mejorar su rendimiento en sus futuras condiciones de trabajo.

#### 2.5.5.2 Ensayos de rodadura a dos flancos

En el ensayo de rodadura a dos flancos o inspección compuesta radial se obliga a los engranajes a rodar sin juego. Para ello, se permite que la distancia entre centros sea variable y se adapte a las posibles desviaciones del tallado de los dientes. Ejerciendo fuerza hacia la mínima distancia, se asegura el contacto de los flancos derecho e izquierdo simultáneamente durante el engrane (Figura 2.53). En el ensayo se miden las oscilaciones de la distancia entre centros y constituye la desviación compuesta radial.

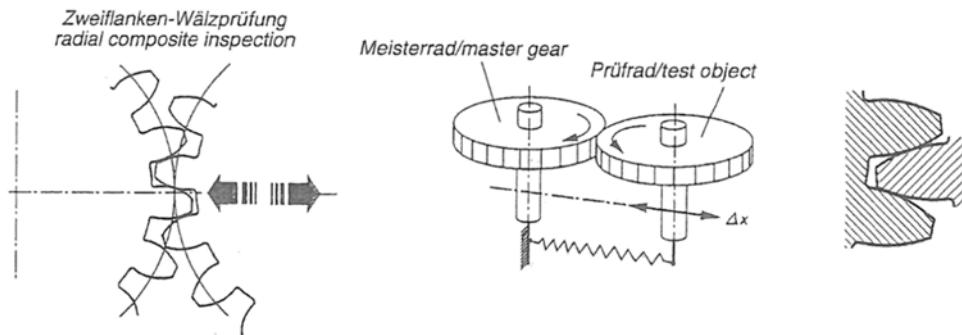


Figura 2.53 Ensayo compuesto radial (fuente [30])

Al igual que en los ensayos tangenciales, esta técnica puede ser empleada tanto para rodar contra rueda patrón como para parejas de engranajes de producción. El diseño de este tipo de equipos suele ser bastante simple ya que principalmente consiste en una corredera que se desliza para presionar un engranaje contra el otro con una pequeña fuerza que garantice el engrane a fondo de diente durante toda la rotación. En muchos casos estas máquinas suelen estar integradas en las propias líneas de producción.

También en este caso, una sujeción excéntrica o inestable tiene un efecto directo sobre los resultados de la medición. A su vez, la fuerza del sistema elástico de la corredera no debe exceder cierta magnitud para que las posibles deformaciones en los dientes no influyan en el resultado [30], [32]. Además la velocidad máxima del test debe estar limitada, entre 5 y 30 rpm, bien por el comportamiento de la captura de datos o bien por los posibles efectos dinámicos del sistema.

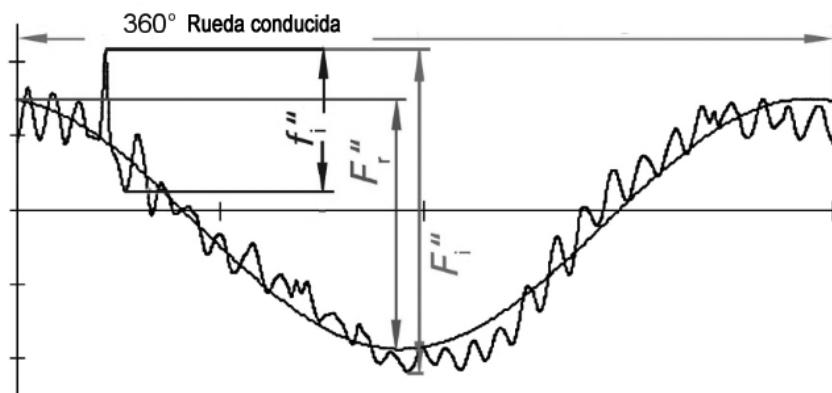


Figura 2.54 Evaluación de la inspección compuesta radial (fuente [30])

Como en el ensayo tangencial, cuando la rueda de mayor tamaño ha girado una vuelta completa (o tantas como entradas del sinfín) en ensayos contra patrón o se ha realizado un periodo completo en parejas de ruedas de producción, los valores obtenidos se representan en una gráfica de tipo senoidal. En este caso, el eje de abscisas

viene definido por el ángulo girado y el de ordenadas por la variación de la distancia entre centros entre ambas ruedas (Figura 2.54). Los diagramas son evaluados de acuerdo a las normas DIN 3960 [99] e ISO 1328-2 [15].

En el ensayo de rodadura a dos flancos se definen dos parámetros, respecto a la distancia entre centros sin juego ( $a''$ ): el error compuesto radial ( $Fi''$ ) que es la diferencia entre el máximo y mínimo valor obtenido de las lecturas de variación de distancia entre centros y el error compuesto radial diente a diente ( $fi''$ ) que es la mayor variación de la distancia entre centros que se localiza dentro de un periodo correspondiente a un engrane, es decir, a un paso.

Al igual que en el ensayo a un flanco, los resultados se descomponen en sus componentes de alta y baja frecuencia mediante la transformada de Fourier obteniéndose: el error compuesto radial de baja frecuencia ( $Fr''$ ) que es la diferencia entre el máximo y el mínimo valor de la componente de baja frecuencia de  $Fi''$ ; y el error compuesto radial diente a diente de alta frecuencia u onda corta ( $fk''$ ) que es la componente de alta frecuencia del resultado del ensayo de rodadura a dos flancos. Normalmente, a esta última se le asigna el mismo valor que  $fi''$  ya suelen ser valores muy parecidos entre sí.

El ensayo de rodadura a dos flancos ofrece información suficiente sobre el efecto de las desviaciones individuales de cada diente y permite establecer la calidad de rodadura, así como detectar rápidamente problemas de fabricación, desajustes o posicionamiento incorrecto en las máquinas de tallado. Igualmente, gracias a él se pueden determinar errores en el espesor del diente, excentricidad de tallado, ángulos de presión incorrectos a partir de tendencias periódicas en los resultados, así como indirectamente relacionar las desviaciones admisibles con las tolerancias de montaje de la distancia entre centros [25], [26], [50].



# **3 DISEÑO Y FABRICACION DE EQUIPOS DE RODADURA**

---

En este capítulo se describe, por un lado, la actualización de una máquina de ensayos de rodadura a dos flancos para engranajes sínfin-corona, y por otro, el diseño y fabricación de otro equipo con capacidad de realizar no solo ensayo compuestos radiales sino también tangenciales para el mismo tipo de transmisión. Tras una descripción general de las máquinas comerciales que se pueden encontrar en el mercado, se han establecido los principios fundamentales en los que se debe basar el desarrollo de cualquier equipo de estas características. Posteriormente y de acuerdo a la normativa actual vigente, se han determinado los requerimientos técnicos de cada máquina en función de sus capacidades, y seleccionado los componentes más adecuados. En el primero de los equipos, tras una descripción de sus partes principales, se ha analizado y evaluado la situación inicial en la que se encontraba para, finalmente, mejorar su precisión y su grado de automatización. En el segundo de ellos, tras la valoración de varios diseños preliminares, se han desarrollado y fabricado cada una de las partes necesarias para la ejecución de los dos ensayos. Además se ha descrito la estructura del software utilizado para la gestión y el funcionamiento de los ensayos en ambas máquinas.

## **3.1 Introducción**

En el mercado existe una gran variedad de máquinas de ensayos de rodadura que van desde sencillos equipos manuales hasta sofisticados dispositivos automáticos. No obstante, la mayoría de ellos suelen ser pequeñas máquinas comerciales preparadas para medir engranajes cilíndricos de ejes paralelos. Habitualmente éstas tienen un diseño modular que les permite adaptarse a diferentes tipos de transmisión mediante utilajes adicionales. Además, su estructura suele ser siempre muy similar. Sobre una bancada desliza un carro sin juego a lo largo de unas guías prismáticas que permite situar una de las ruedas a la distancia nominal entre centros. La otra rueda se incorpora sobre otro carro o torreta fija, dependiendo de la configuración de la máquina, al otro lado de la bancada (Figura 3.1a).

Por otra parte, ensayos de rodadura a engranajes de mayor tamaño o con diseños más específicos requieren equipos dedicados. Habitualmente poco flexibles y con un coste bastante más elevado que los comerciales, son equipos especiales adaptados a las necesidades del cliente (Figura 3.1b). Por definición, su rango de medida y capacidad suelen ser muy restrictivos. Principalmente realizan inspecciones radiales o tangenciales incorporadas directamente en la línea de producción [100].

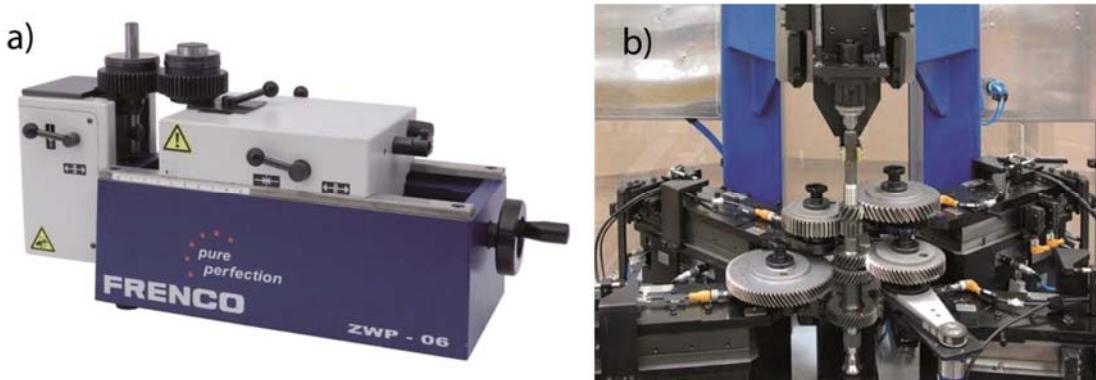


Figura 3.1 a) Equipo comercial de rodadura (fuente Frenco); b) Máquina dedicada especial (fuente Marposs)

A pesar de su extendido uso industrial, por su carácter funcional, no existe una gran oferta comercial de este tipo de máquinas. No está claro si es porque la fiabilidad de estos ensayos está puesta en entre dicho, tal y como demuestra la revisión del estado del arte del capítulo anterior, a pesar de su capacidad y rapidez, o en cambio es simplemente por las políticas comerciales de sus fabricantes. Su producción se realiza mediante pequeñas empresas muy especializadas en metrología de engranajes como la alemana Frenco [101] o la checa Geartec [102]; por pequeñas divisiones de engranajes de grandes compañías de servicios y materiales metrológicos como la italiana Marposs [103]; o por los principales fabricantes mundiales de talladoras, rectificadoras y herramientas para engranajes como son la estadounidense Gleason [104] o la alemana Klingelnberg [105] que desarrollan sus propios equipos de verificación de engranajes y GMIs. Por la evolución de los últimos años de estas grandes empresas parece que hay una tendencia a adquirir la posible competencia. Este tipo de estrategias pueden generar dudas acerca de si se está ejerciendo un excesivo control sobre el mercado que encarece los precios de compra y mantenimiento de los equipos de verificación.

En cualquier caso, no existen equipos comerciales que incluyan ambos ensayos de rodadura, a uno y a dos flancos, sobre la misma máquina. Alguna excepción como el 360T de Gleason [106], especialmente indicado para la medición de engranajes cónicos de precisión, ha aparecido recientemente en el mercado, admitiendo configuraciones mecánicas especiales, de manera opcional, con detecciones bajo los principios de

inspección compuesta tangencial y compuesta radial. Los equipos de rodadura a un flanco suelen localizarse en laboratorios metrológicos de fabricantes de engranajes realizando controles más exhaustivos. Son equipos que requieren una mayor inversión debido al tipo de medición que hacen, la comparación de la lectura de dos ángulos. Además la interpretación de los resultados, aunque mucho más completa, resulta bastante más compleja. Por otro lado, los equipos a dos flancos son más económicos por el hecho de realizar una lectura del desplazamiento lineal de uno de los ejes. Es habitual encontrarlos en el taller a pie de máquina controlando el correcto proceso de fabricación, aunque también se localizan en laboratorios metrológicos. A pesar de que en general se puede extraer menos información, su uso está muy extendido porque pueden ser mucho más rápidos y eficientes que los primeros para comprobar ciertos errores [30].

Es posible que desde un punto de vista comercial una máquina que incluya los dos ensayos pueda ser escasamente demandada debido al hecho de que prácticamente toda la información que se obtiene en el ensayo a dos flancos pueda también ser extraída a partir de los resultados del ensayo a un flanco. Cobra sentido cuando se pretende estudiar las influencias más importantes que afectan a los resultados de rodadura, así como la relación que pueda existir entre ambos ensayos. Ejecutarlos sobre una misma estructura mecánica y cinemática permite eliminar posibles fuentes de error que si se realizasen en equipos diferentes. De esta manera los datos obtenidos resultarán mucho más fiables al generarse en idénticas condiciones de ensayo. Por ello, la configuración desarrollada en este estudio está indicada especialmente para trabajos en laboratorio.

Por otro lado, quizás por la coyuntura económica actual, está siendo cada vez más habitual la práctica de aprovechar elementos estructurales de calidad de máquinas metrológicas en desuso o la de actualizar equipos para mejorar su precisión. Aumentado el grado de automatización que elimina la subjetividad del operador en una medición o simplemente incorporándoles instrumentos de medida actuales se consiguen muy buenos resultados con menores inversiones.

Con este punto de partida, en primer lugar se ha realizado el retrofit, término anglosajón empleado para definir la actualización de una máquina, de un equipo de rodadura a dos flancos para engranajes sínfín-corona de hasta 300 mm de diámetro. Tras una inspección inicial, se efectuaron las modificaciones oportunas incorporando los nuevos instrumentos de medida, entre otros. Además, un software de control fue desarrollado para la gestión y ejecución de los ensayos. Una de las funciones principales de esta máquina ha sido la de definir un primer protocolo de calibración periódico que garantizase los resultados obtenidos, inexistente en la actualidad para este tipo de dispositivos. También se ha realizado en ella una caracterización

metrológica experimental que ha permitido la estimación de su incertidumbre de medida.

Con los conocimientos adquiridos a partir de esta experiencia previa, en segundo lugar se ha desarrollado una máquina de ensayos de rodadura que incorpora inspecciones a uno y dos flancos, siguiendo los principios fundamentales de diseño y la normativa que afectan a este tipo de dispositivos. El equipo se enfocó principalmente para la inspección de coronas dentadas de diámetros hasta 600 mm contra sínfín patrón, aunque con la posibilidad de adaptarse en un futuro a otro tipo de transmisiones mediante la incorporación de distintos utilajes. Esta capacidad de máquina, que se sale fuera del rango habitual de los equipos comerciales, también abre la posibilidad a profundizar en diversos estudios sobre el comportamiento durante el engrane debido al número y tamaño de los dientes. Sobre la bancada de una verificadora de perfiles en desuso que se encontraba en perfectas condiciones se incorporaron todos los componentes necesarios para la ejecución de los dos ensayos. Previamente, los sistemas de accionamiento, regulación, amarre y medición fueron definidos junto con la ampliación del software de control de acuerdo con las especificaciones necesarias. Sobre ella, se han analizado experimentalmente las diversas fuentes de error que afectan tanto al posicionamiento relativo de las ruedas como a la medición, y su propagación hasta los parámetros finales de ensayo. De esta manera, se ha podido hacer un balance de incertidumbre determinando la contribución de cada una de ellas.

### **3.2 Principios fundamentales de diseño y normativa**

La mayoría de equipos comerciales de rodadura suelen tener una disposición muy parecida independientemente del tamaño y del tipo de engranaje a verificar. Normalmente todos ellos se componen de una sólida bancada construida en un material estable sobre la que se monta un carro de medición sin juego sobre rodamientos de alta precisión, sobre guías prismáticas o bien sobre un paralelogramo formando un muelle de láminas. La bancada también suele incorporar otro carro o torreta fija con posibilidad de regulación en varios ejes en función de las necesidades de medición.

Como cualquier equipo metrológico, debe tener un diseño rígido y robusto que evite deformaciones inesperadas asegurando que los ejes y las distancias entre ellos permanezcan invariables durante la ejecución de los ensayos, que garantice la repetibilidad de las mediciones [107]. Además, debe ser fácilmente operable en cuanto al cambio de engranaje a verificar, el ajuste de alturas, la orientación de los engranajes y la regulación de la fuerza del sistema elástico. A su vez, tendría que ser lo más

modular posible pudiéndose adaptar a múltiples tipos de engranajes y configuraciones de montaje, realizando mediciones adicionales [108].

Además de estos principios de diseño, también se han seguido las indicaciones generales de la escasa normativa que describen tanto este tipo de dispositivos como su funcionamiento. Por ejemplo, en la anteriormente citada VDI/VDE 2608 [30] (ver apartado 2.5.5), se recalca la necesidad de un carro ajustable de precisión junto con la garantía de que los ejes de giro de los engranajes coincidan con los ejes de giro de las mediciones evitando excentricidades en el montaje que incrementan los errores en el resultado. Para ello se recomienda que la rotación se realice sobre asientos de rodamientos de precisión o entre puntos perfectamente alineados. Además en el ensayo a un flanco es necesario que el eje conducido lleve un freno ajustable de entre 1 a 5 Nm impidiendo desplazamientos inesperados por efecto de la inercia. En cambio en el ensayo a dos flancos es necesario incorporar un sistema elástico regulable que presione una rueda contra la otra obligándolas a rodar sin juego. En ambos casos, la ejecución de los ensayos debe realizarse a baja velocidad, entre 5 y 30 rpm, para eliminar las posibles influencias dinámicas.

Así como la AGMA 915-1-A02 [31], norma para mediciones tangenciales, apenas añade información adicional en lo que a características de equipo se refiere, la AGMA 915-2-A05 [32], para mediciones radiales, de nuevo insiste en la importancia de minimizar las excentricidades en el montaje y fijación de los engranajes. Recomienda la incorporación de algún sistema de ajuste y calibrado que garantice el ángulo entre los ejes. También destaca la importancia de adecuar la selección de la calidad de las fijaciones así como del resto de elementos en función del grado de calidad que se quiere inspeccionar. Como otras consideraciones que contribuyen a la facilidad de operación y a la precisión de los resultados esta norma aconseja poder establecer con rapidez diferentes distancias entre centros; operar el giro del ensayo automáticamente en vez de manual; y proteger el equipo contra contaminantes o contra daños accidentales a ser posible en un lugar con temperatura ambiental controlada. Además, es la única que incluye valores recomendados de las cargas a ejercer en los ensayos a dos flancos. Estas cargas deben ser proporcionales al módulo y anchura de los engranajes ensayados, oscilando los valores entre 0 y 1,2 Kg por cada 2,5 mm de la anchura de diente para engranajes metálicos. Una carga excesiva sobre dientes pequeños, en materiales blandos o en ejes demasiado finos daría lecturas incorrectas debido a la deformación de los dientes o del propio eje. A su vez, una carga demasiado pequeña en engranajes muy anchos también produce lecturas incorrectas por las desviaciones del contacto entre las ruedas.

De acuerdo a estas normas anteriores [30]–[32], en la configuración habitual de los equipos de ensayos de rodadura a un flanco (Figura 3.2a) los engranajes se sitúan

a la distancia nominal entre centros ( $a$ ) comparando el ángulo girado entre la rueda patrón ( $\varphi_1$ ) y la rueda a verificar ( $\varphi_2$ ) durante una vuelta completa. De esta manera se determina el error de transmisión. En el ensayo a dos flancos, tomando como punto de partida las condiciones del ensayo anterior a la distancia nominal entre centros ( $a$ ), una rueda es liberada y obligada a rodar sin juego a una distancia inferior a la nominal ( $a''$ ). Un sistema elástico regulable asegura el contacto a fondo de dientes durante todo el ensayo mientras se registra la variación entre los centros ( $\Delta a''$ ) debida a la excentricidad y el error en el tallado de los dientes (Figura 3.2b).

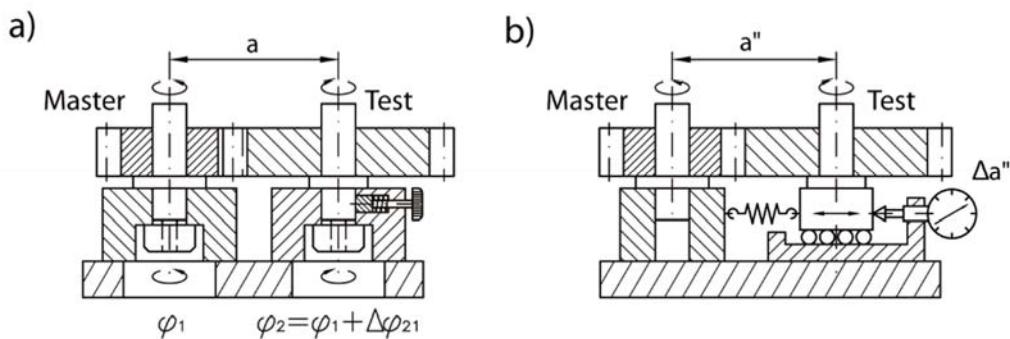


Figura 3.2 a) Ensayo de rodadura a un flanco; b) Ensayo de rodadura a dos flancos

Como el estudio se centra en transmisiones sínfín-corona, también se aplican los criterios de las casi idénticas y únicas normas que describen los procedimientos y aplicaciones de ensayos de rodadura a uno y dos flancos para este tipo de transmisiones. En la ANSI/AGMA 2111-A98 [109], versión métrica de la ANSI/AGMA 2011-A98 "Cylindrical Wormgearing Toleranceand Inspection Methods" [110], una vez más se recalcan las mismas ideas generales acerca de las fijaciones, alineación de ejes y velocidades de ejecución de ensayos. El ensayo a dos flancos es recomendado para coronas de paso fino debido a la dificultad de realizar mediciones elementales en dientes pequeños. Por el contrario se desaconseja para coronas de grandes dimensiones por la dificultad que supone variar la distancia entre centros con facilidad. De nuevo, se reitera en la idea de que fabricante y cliente definan previamente las desviaciones máximas admisibles así como con la fuerza constante de empuje entre ruedas. Por otro lado, resalta la ventaja del ensayo a un flanco por estar mucho más cerca de las condiciones de funcionamiento real frente a cualquier otro tipo de medición, al producirse el engrane a la distancia nominal entre centros de las ruedas.

Además, estas normas ilustran un pequeño esquema de funcionamiento de ambos ensayos para este tipo de transmisión. De acuerdo a este, en los ensayos a un flanco (Figura 3.3a) el sínfín patrón actúa de rueda motriz y transmite el movimiento a la corona, la rueda conducida, una vez que se ha situado a la distancia entre centros adecuada y se ha asegurado su posición. Ambos giros son medidos por sendos encoders

rígidamente acoplados en los extremos de los ejes detectando la diferencia de fase entre las dos lecturas. En los ensayos a dos flancos (Figura 3.3b) de nuevo el sinfín patrón actúa de rueda motriz y la corona gira sin juego, presionada por un sistema elástico. Un comparador lineal mide la variación de la distancia entre centros entre ambas ruedas a lo largo del ensayo.

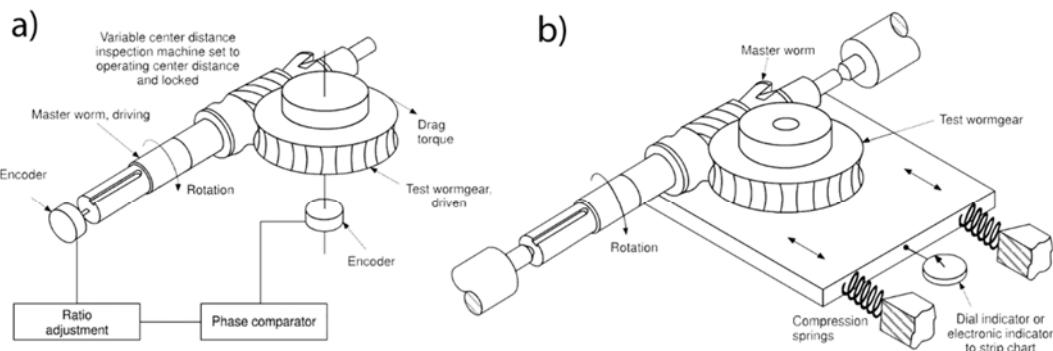


Figura 3.3 Esquema de funcionamiento de máquina de ensayos de rodadura para sinfín-corona según ANSI/AGMA 2111-A98 (fuente [109]). a) Ensayo de rodadura a un flanco; b) Ensayo de rodadura a dos flancos

### 3.3 Requisitos técnicos y selección de componentes

Como primer paso frente a cualquier desarrollo resulta imprescindible definir con claridad los requisitos técnicos necesarios. Aunque los dos equipos que nos ocupan son diferentes en cuanto a tamaño, disposición y prestaciones, tienen una estructura muy similar y por lo tanto comparten ciertas características.

#### 3.3.1 Movimientos necesarios

De acuerdo con la descripción de los ensayos así como las características a reunir por las máquinas de inspección, ambas deben tener la capacidad de situar las ruedas en condiciones geométricas nominales de montaje. Para ello, incorporarán un sistema que permita posicionar y vigilar tanto la distancia entre centros ( $a$ ) como la posición relativa entre el eje del sinfín y el plano medio de tallado de la corona ( $z$ ) (Figura 3.4a). También ambas máquinas, por realizar ensayos a dos flancos, tendrán que ser capaces de realizar el movimiento de vaivén registrando con rigor la variación de la distancia entre centros ( $\Delta a''$ ) (Figura 3.4b). Solamente la segunda máquina, que además incluye ensayos a un flanco, incorporará un encoder de rotación en el eje de cada rueda midiendo la diferencia del ángulo girado entre ellos ( $\varphi_{21}$ ) (Figura 3.4a).

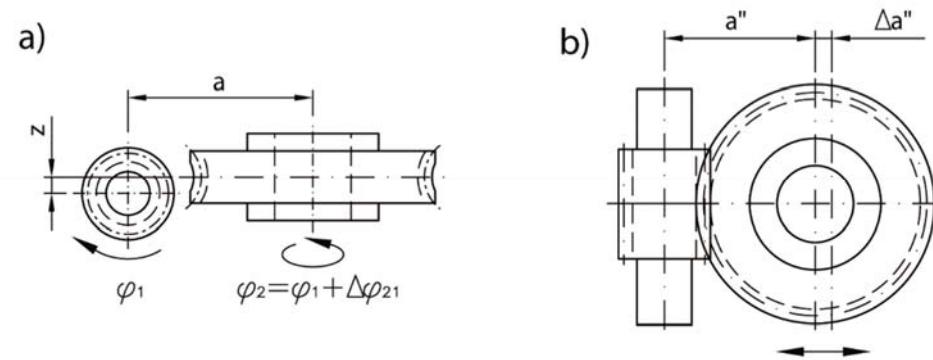


Figura 3.4 *Movimientos principales en ensayos de rodadura para sínfín-corona*

### 3.3.2 Selección de instrumentos de medida

La adecuada selección de los instrumentos de medida resulta fundamental para el éxito de las mediciones. Estos realizan la vigilancia de las posiciones regulables de los diferentes elementos junto con la toma de medidas dinámicas durante la ejecución de ensayos. Es por ello imprescindible determinar el grado de precisión necesario para cada uno de ellos.

Las normas ISO 1328-1:2013 [14] e ISO 1328-2:1997 [15] definen los valores máximos asignados a cada grado de calidad de los principales parámetros de las inspecciones tangenciales y radiales, entre otros. Estas normas a priori son aplicables sólo a engranajes cilíndricos. Aun así, se han tomado como referencia para los ensayos de rodadura de engranajes sínfín-corona, por su similitud con los engranajes cilíndricos helicoidales, al no existir normativa ISO propia que los regule. Las tolerancias dependen del módulo y del diámetro primitivo, por lo que para un mismo grado de calidad disminuyen al hacerlo el tamaño de la corona a verificar. Por otro lado, aunque en un principio la corona más pequeña de mejor calidad es la que establece los límites de los ensayos de rodadura, módulos pequeños en coronas de gran diámetro pueden ser más restrictivos en los ensayos a un flanco.

La Tabla 3.1 recoge las tolerancias de los parámetros de rodadura establecidas por las normas ISO para grado de calidad 6 y 7, considerando las capacidades de los equipos presentados en este trabajo. Los valores más precisos en la medición a dos flancos se han calculado a partir del menor tamaño de la corona a verificar en ambas máquinas, diámetro 100 mm y módulo 2. Por su parte, las tolerancias mínimas de los ensayos a un flanco requeridas en la segunda máquina vienen determinadas por la corona de mayor diámetro, 600 mm y módulo 6.

*Tabla 3.1 Tolerancias límite de los parámetros de rodadura para grado de calidad 6 y 7 según ISO*

D <sub>p</sub> (mm)	Módulo (mm)	Grado Calidad	F <sub>i'</sub> (μm)	F <sub>p'</sub> (μm)	f <sub>i'</sub> (μm)	F <sub>i''</sub> (μm)	F <sub>r''</sub> (μm)	f <sub>i''</sub> (μm)
100	> 2	6	35	27	8	34	24	10
100	> 2	7	50	38	12	48	34	14
600	> 6	6	54	44	10	66	39	27
600	> 6	7	76	62	15	93	56	38

Los valores límite de los parámetros a un flanco ( $F_i'$ ,  $F_p'$ ,  $f_i'$ ) vienen expresados en distancia sobre el diámetro primitivo, por lo que resulta más útil transformarlos en una medida de ángulo para tener idéntica referencia en todas las ruedas. La Tabla 3.2 recoge las tolerancias de la Tabla 3.1 convertidas en arcosegundos según la expresión (3.1). Para calcular el resto de parámetros de ensayos a un flanco en arcosegundos,  $F_p'$  y  $f_i'$ , se debe aplicar la misma proporción.

$$F'_i(\text{arcseg}) = F'_i(\mu\text{m}) \times \frac{360 \cdot 60 \cdot 60 (\text{arcseg})}{\pi \cdot D_p \cdot 1000 (\mu\text{m})} \quad (3.1)$$

*Tabla 3.2 Tolerancias límite de los parámetros de rodadura a un flanco de la Tabla 3.1 en arcosegundos*

D <sub>p</sub> (mm)	Módulo (mm)	Grado Calidad	F <sub>i'</sub> (arcseg)	F <sub>p'</sub> (arcseg)	f <sub>i'</sub> (arcseg)
100	> 2	6	145	111	34
100	> 2	7	205	158	47
600	> 6	6	37	30	7
600	> 6	7	52	42	10

No sólo los criterios estrictamente metrológicos, aunque principales, deben ser los únicos a tener en cuenta a la hora de decantarse por una opción. Además de la precisión es importante valorar otros aspectos técnicos así como económicos y comerciales. Por ejemplo la facilidad del montaje-desmontaje, calibración o conexión simplifica las tareas de puesta en marcha y mantenimiento. Los plazos de entrega del instrumento o sus repuestos, el apoyo del servicio técnico y por su puesto la buena relación calidad-precio son también decisivos. Aunque se valoraron varias alternativas, finalmente se ha optado por instrumentos de un fabricante fiable con sencillo montaje, calibración y puesta en marcha, a pesar de que su coste inicial haya podido resultar ligeramente superior. En lo que respecta a la precisión, el salto hasta el siguiente orden de magnitud, por debajo del micrómetro, no sólo supondría un aumento considerable en el coste de los instrumentos de medición sino también en el diseño y en el resto de las partes de los equipos, que en principio no estaría justificado.

### 3.3.2.1 Ensayo de rodadura a un flanco

Para la medición de los ángulos girados ( $\varphi_1$  y  $\varphi_2$ ) por el sinfín patrón y la corona en el ensayo de rodadura a un flanco se ha seleccionado un encoder angular Heidenhain RON 287 [111] (Figura 3.5a). Es un encoder angular incremental compacto con los rodamientos y el acoplamiento del estator integrados que tiene una precisión mínima de  $\pm 2,5''$  a lo largo de una vuelta completa. No obstante, la precisión real suele ser inferior, de acuerdo a los certificados de calidad emitidos por el fabricante. Además, cuando se evalúan ángulos parciales inferiores a  $10^\circ$ , se estima que el error de posición no supera la quinta parte del error total. En este tipo de encoders la información de la posición se obtiene por el conteo de incrementos individuales desde una marca de referencia (Figura 3.5b). Unas celdas fotovoltaicas reciben la luz de un haz proyectado cuando se alinean las graduaciones incorporadas sobre el material transparente del disco graduado y del retículo de escaneo a medida que se produce un desplazamiento relativo entre ellos (Figura 3.5c).

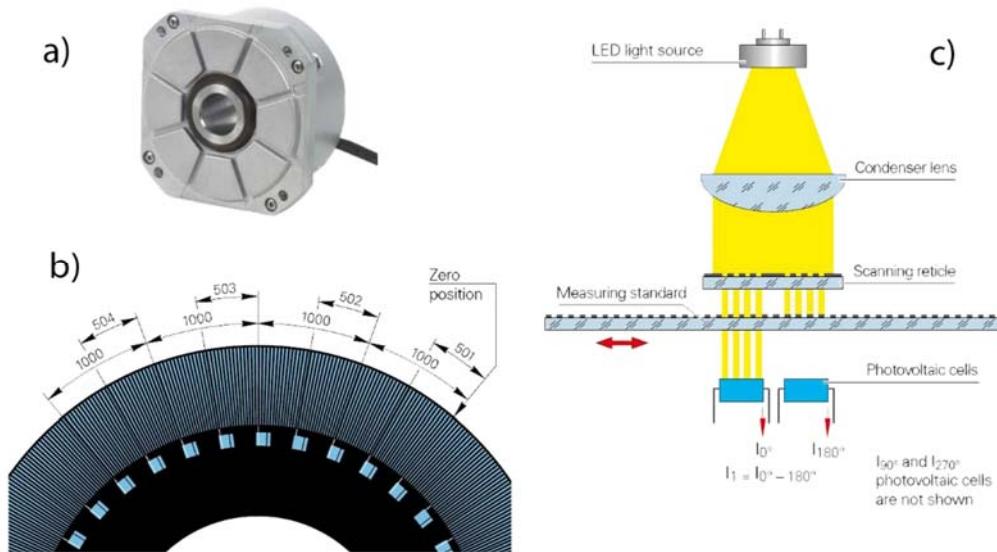


Figura 3.5 *Encoder angular (fuente Heidenhain). a) Imagen RON 287; b) Distribución de las marcas de referencia; c) Principio de funcionamiento*

### 3.3.2.2 Ensayo de rodadura a dos flancos

Para la medición de la variación de la distancia entre centros ( $\Delta a''$ ) en el ensayo de rodadura a dos flancos se ha utilizado un palpador lineal Heidenhain Specto ST 1288 [112] (Figura 3.6a). Es un palpador lineal que dispone de un vástago de medición autoguiado con una carrera máxima de 12 mm construido para ambientes industriales. Se consiguen mediciones de alta precisión y repetibilidad, por debajo de  $\pm 1 \mu\text{m}$  para toda la carrera, durante largos períodos de tiempo debido a su construcción en

materiales con bajo coeficiente de dilatación térmica. Como en el caso del encoder angular funciona según el principio de escaneo de imagen, donde un elemento fotoeléctrico recibe cierta cantidad de luz una vez que ha atravesado las divisiones de la regla graduada y el retículo de escaneo mientras se mueven uno con respecto al otro (Figura 3.6b). Al ser de tipo incremental también incorpora marcas de referencia que hay que detectar antes de comenzar el ciclo de trabajo.

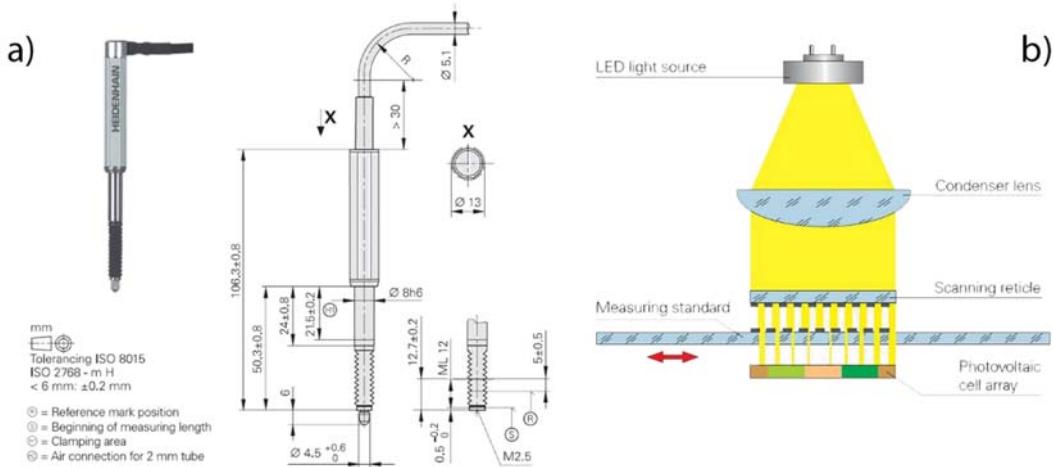


Figura 3.6 Palpador lineal (fuente Heidenhain). a) Imagen Specto ST 1288; b) Principio de funcionamiento

### 3.3.2.3 Distancia nominal entre centros (a)

Aunque los valores de los resultados de los ensayos son extraídos de las lecturas de los instrumentos anteriores, es necesario también el mismo nivel de precisión a la hora de situar los engranajes en su posición nominal entre centros. Para ello se han utilizado encoders lineales Heidenhain LF 485 C [113] cuya precisión mínima de  $\pm 3 \mu\text{m}$  está garantizada para longitudes de hasta 1220 mm (Figura 3.7a). La precisión real suele ser bastante inferior, sobre todo a medida que disminuye la longitud total del encoder, por lo que las precisiones de los encoders seleccionados están entorno al micrómetro, como bien lo corroboran sus certificados de calidad, al tener una longitud de 250 mm el de la primera máquina y de 550 mm el de la segunda. Es un sistema de medida lineal incremental encapsulado que trabaja sin contacto mecánico entre el cabezal captador y la escala graduada. Está protegido contra polvo y proyección de líquidos siendo adecuado incluso para su instalación en máquina-herramienta o ambiente similares. Funciona según el principio de interferencia (Figura 3.7c) por el que un haz de luz es difraccionado en tres ondas parciales con aproximadamente la misma intensidad de luminosidad al pasar a través de la retícula de escaneo. La mayoría se refleja en la regla graduada pasando de nuevo a través de la retícula de escaneo para ser desviado otra vez e interferir antes de llegar a las celdas fotovoltaicas

a diferentes ángulos que lo convertirán en señal eléctrica. Para conocer la posición inicial se deben sobreponer las marcas de referencia al comenzar el ciclo de trabajo (Figura 3.7b).

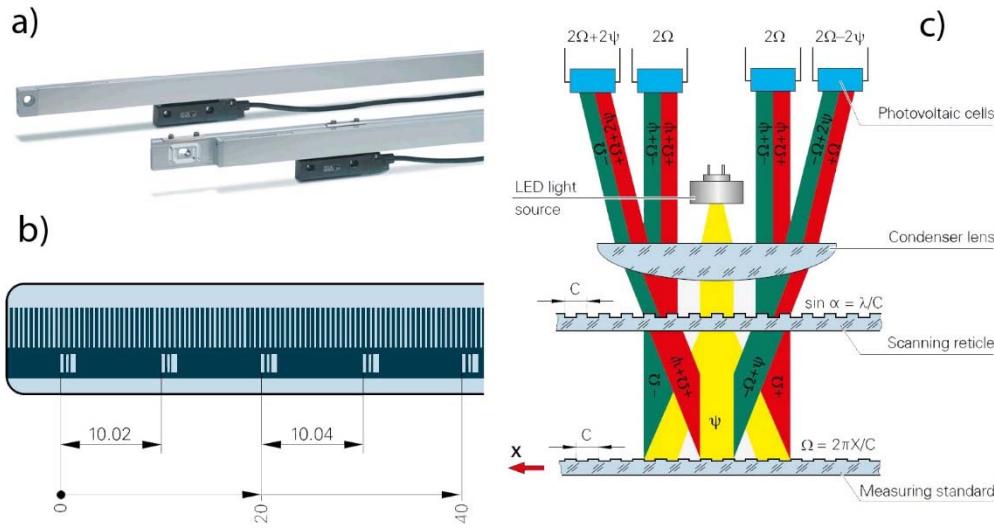


Figura 3.7 Encoder lineal (fuente Heidenhain) a) Imagen LF 485 C;; b) Distribución de las marcas de referencia; c) Principio de funcionamiento

### 3.3.2.4 Altura relativa de la ruedas (z)

En la primera máquina se ha sustituido el reloj comparador digital que controlaba la posición relativa entre los tallados del sínfín y corona por otro de iguales características y dimensiones. El modelo Tesa Digico 305 M, con una carrera máxima de 12 mm, tiene una precisión de  $\pm 4 \mu\text{m}$  y una resolución de 0,001 mm, y permite comunicación con un PC.



Figura 3.8 Comparador electrónico de esfera Tesa Digico 305 M (fuente Tesa Group)

En la segunda máquina el desplazamiento entre ambas ruedas se incrementó de unos pocos milímetros hasta 300 mm para poder verificar en un futuro pequeñas coronas especiales (apartado 3.5.4). El diseño y las necesidades son completamente diferentes en las dos máquinas por lo que se ha optado por el mismo modelo de encoder lineal incremental que en el desplazamiento de la distancia entre centros, el LF 485 C, dispuesto verticalmente. Además de mejorar considerablemente la precisión

de la posición, por debajo del micrómetro para esta longitud, es fácilmente integrable en la máquina ya que todos los instrumentos de medida se comunican mediante el mismo lenguaje de programación.

### 3.3.3 Selección del accionamiento

Un micromotor Faulhaber 3257 G024 CR [114], al que se le incorpora un reductor 38/2 S con una reducción de 1:134 y un encoder óptico HEDM 5500 de 1000 pasos (Figura 3.9), fue seleccionado tras obtener experimentalmente 4,8 Nm de par necesario para la rotación de la corona de mayor tamaño a verificar, 600 mm. En ambas máquinas se montaron accionamientos de iguales características aunque la primera de ellas sólo permite diámetros hasta 300 mm ((3.2) a (3.5)).

$$\text{Par motor necesario: } \frac{\text{Par estimado}}{\text{Reducción} \times \eta} = \frac{4,8 \text{ Nm}}{134 \times 0,6} = 59,7 \text{ mNm} \quad (3.2)$$

$$\text{Par motor máximo: } 70 \text{ mNm} > 59,7 \text{ mNm} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \text{Velocidad máxima: } & \text{Vuelta sinfín} \times \text{Reducción} = 30 \text{ rpm} \times 134 \\ & = 4020 \text{ rpm} \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$\text{Velocidad admisible motor: } 5900 \text{ rpm} > 4020 \text{ rpm} \quad (3.5)$$

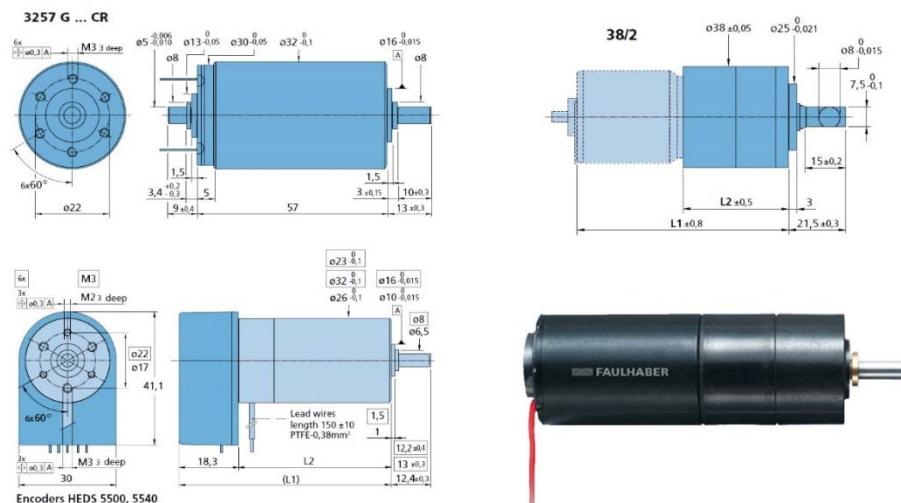


Figura 3.9 Accionamiento ensayo (fuente Faulhaber)

Su reducido tamaño junto con la conexión al PC mediante RS232, opción inexistente en el resto de motores de marcas fiables, lo han convertido en la alternativa más adecuada. El motor es un modelo compacto con escobillas de metal de grafito sinterizado y conmutador de cobre que a pesar de su pequeño tamaño asegura que el

sistema de conmutación soporte más potencia y mayor número de maniobras. El reductor, fabricado completamente en acero, tiene una robustez ideal para altos pares de transmisión con un elevado rendimiento. A su vez con el encoder acoplado se consigue una alta resolución con un consumo mínimo. Como cualquier encoder óptico, un haz continuo de luz infrarroja atraviesa un disco rotatorio perforado que se proyecta sobre un fotorreceptor que contabiliza el número de pulsos luminosos detectados. Todo ello es controlado mediante el driver Faulhaber 3006 S que permite conexión a un PC.

### **3.4 Retrofit máquina de ensayos de rodadura a dos flancos (Máquina 1)**

Se ha actualizado y recalibrado un pequeño equipo de ensayos de rodadura a dos flancos para transmisiones sínfín corona Hommelwerke ZWG8100. Tras medir y analizar qué elementos se encontraban en perfectas condiciones y cuáles se desecharan, se modeló el equipo completo en 3D mediante SolidWorks. Además se incorporaron en el diseño los nuevos instrumentos de medida que cumplían con los requisitos mínimos de los ensayos. Tras la fabricación de las nuevas piezas y la puesta a punto del resto de partes del equipo se procedió a su ajuste y calibración final. Asimismo se incorporó un software de control capaz de gestionar y registrar todos los ensayos realizados. Mediante el análisis de los parámetros  $Fi''$ ,  $fi''$  y  $Fr''$  obtenidos, los engranajes verificados se pueden clasificar según su grado de calidad de acuerdo a las normas de tolerancias ISO [15] incorporadas en su base de datos. (Figura 3.10).



Figura 3.10 *Retrofit máquina de ensayos de rodadura a dos flancos*

Con el equipo operativo, se desarrolló un protocolo de verificación que incluía tanto verificaciones mecánicas de las diferentes partes de la máquina como procedimientos de calibración periódicos para garantizar los resultados obtenidos en los ensayos (apartado 4.6). Este protocolo pretende sentar las bases de un procedimiento estándar de verificación para este tipo de equipos, inexistente en la

actualidad. Además también se ha realizado la caracterización metrológica de la máquina a partir de un patrón de rodadura determinando su incertidumbre en función de la variación de diferentes parámetros (ver apartado 5.2).

### 3.4.1 Descripción de la máquina

La máquina tiene una estructura clásica de ensayos de rodadura a dos flancos adaptada a transmisiones sinfín corona con ejes perpendiculares entre sí. Permite la verificación de coronas con grado de calidad 6, cuyas dimensiones van desde los 100 hasta los 300 mm de diámetro con módulos entre 2 y 6. Sobre la guía mecanizada de una bancada de acero fundido (a) desliza el carro porta-sinfín (b) cuyo posicionamiento a la distancia nominal entre centros se realiza de forma manual vigilada por un encoder lineal. Sobre él, montado entre puntos, se sitúa el sinfín patrón que actúa de rueda motriz y es accionado y controlado mediante un servomotor (Figura 3.11).



Figura 3.11 *Partes principales máquina ensayos de rodadura a dos flancos*

Al otro lado de la bancada se sitúa la columna (c) donde se alojada la corona a verificar y mediante un palpador lineal se registran todas las variaciones sufridas de la distancia entre centros entre sinfín y corona durante el ensayo. Esta columna dispone de un sistema elástico cuya posición de bloqueo (columna retirada) marca el “cero máquina”, y cuya posición de desbloqueo garantiza de una forma continua el contacto entre ambos flancos durante todo el ensayo. La columna incluye también un sistema de regulación de altura para que el engrane se realice en el punto óptimo. Esta posición se controla a través de un reloj comparador digital cuya lectura viene dada a través de un sistema de palancas.

### 3.4.2 Estado inicial y consideraciones previas

Antes de comenzar ninguna tarea, se realizó una valoración acerca del estado en el que se encontraba la máquina y si era factible su actualización. Aparentemente el equipo parecía robusto y seguía las directrices generales de diseño para este tipo de

dispositivos (apartado 3.2): manejo sencillo, regulación de distancia entre centros y altura, sistema elástico regulable, etc. Por contra, los sistemas de accionamiento, control y medición no funcionaban y además se localizaron superficies mecanizadas con algo de oxidación (Figura 3.12). También se detectó un juego excesivo en el carro porta-sínfín lo que se traducía a su vez en la falta de repetibilidad en el bloqueo a la distancia entre centros. Aun así, se determinó que en general la máquina estaba en buen estado y que podría ser viable actualizarla aprovechando la mayor parte de los componentes originales a falta de revisar las partes interiores.



Figura 3.12 *Estado inicial máquina*

Durante el desmontaje se estipuló qué piezas y componentes de la máquina original podían seguir desempeñando su papel o por el contrario había que modificarlos o sustituirlos. Paralelamente a este proceso, al no disponer de ningún plano ni documentación técnica de la máquina, se tomaron medidas de todos ellos (Figura 3.13) para su posterior modelado CAD. Para las partes más críticas, como las guías o el arrastre del carro porta-sínfín, se realizaron mediciones con mayor precisión. Todo ello se describe con más profundidad en los subapartados sucesivos, donde se detallan las funciones que realiza cada una de las partes de la máquina; las modificaciones sufridas con respecto al diseño original; así como el desarrollo de las nuevas incorporaciones.



Figura 3.13 *Desmontaje y medición de piezas*

### 3.4.3 Bancada y sus elementos

La bancada (1), siendo la estructura base, apoya sobre cuatro patas de material elástico que permiten absorber cualquier vibración aportándole la estabilidad necesaria al equipo durante la ejecución de los ensayos. Su función principal es la de dar rigidez y soporte al resto de elementos. Por las guías prismáticas interiores se desplaza el arrastre del carro porta-sinfín (2), accionado manualmente mediante un volante y husillo, que permite situar las ruedas a la distancia nominal entre centros. En la parte posterior, para estar más protegido al ser un elemento delicado, se encuentra el encoder lineal (3) que realiza la lectura de la posición de este carro. En la parte superior de la bancada se monta un tope mecánico (4) que impide desplazarse al carro más de lo necesario, evitando colisiones innecesarias. Por último, en el lado contrario al volante, y fijo a la bancada, se dispone del sistema de regulación del sistema elástico de la columna soporte corona así como del palpador lineal (5) que realiza las lecturas de los desplazamientos en los ensayos de rodadura a dos flancos (Figura 3.14).

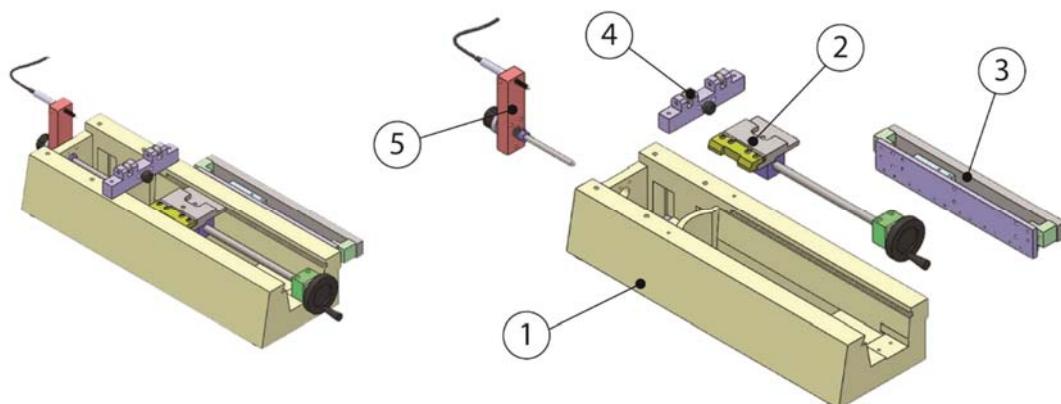


Figura 3.14 *Elementos de la bancada*

Para conseguir mejor repetibilidad en la posición del sinfín, se eliminó el juego existente entre el arrastre del carro y la bancada. Tras una primera inspección visual de posibles desgastes o golpes tanto en las caras superiores como las guías prismáticas de la bancada, se verificó mediante galgas patrón que el paralelismo entre las guías era de  $\pm 0,005$  mm a lo largo de toda la longitud. Por último, sobre una MMC se determinó dimensionalmente que la guía inclinada formaba un ángulo medio de  $60,170^\circ$  con una precisión de  $\pm 0,01^\circ$  (Figura 3.15).

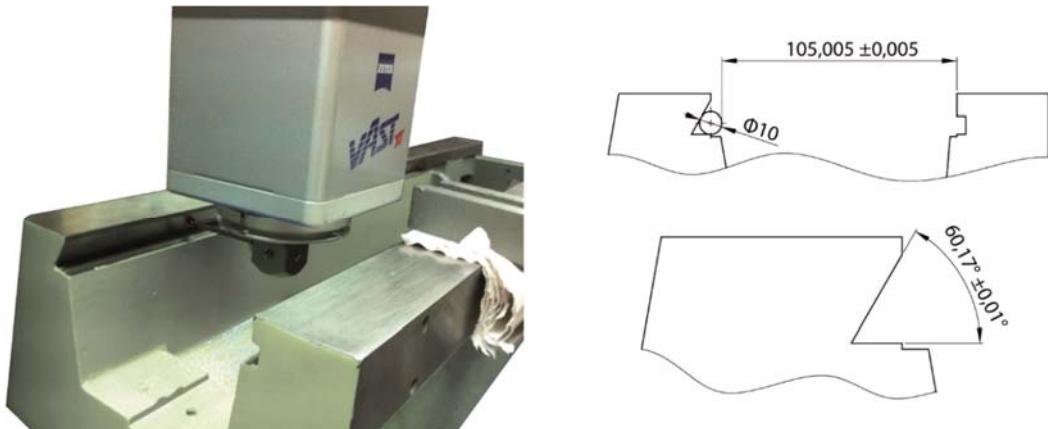


Figura 3.15 Medición guías de la bancada

Con los datos obtenidos, se determinó que no era necesario incluir ningún tipo de rodamiento lineal adicional sobre la bancada para el movimiento del carro porta-sínfin. En cambio, se diseñó un nuevo sistema de arrastre para permitir la regulación de su juego. Mediante el efecto cuña entre los planos inclinados de la guía de la bancada y de la pieza de arrastre, la holgura va disminuyendo siempre hacia el mismo sentido a medida que se gira la maneta de bloqueo (Figura 3.16). De esta manera, se puede no sólo ajustar la suavidad del desplazamiento del carro, sino también fijarlo de forma repetible en diferentes posiciones.

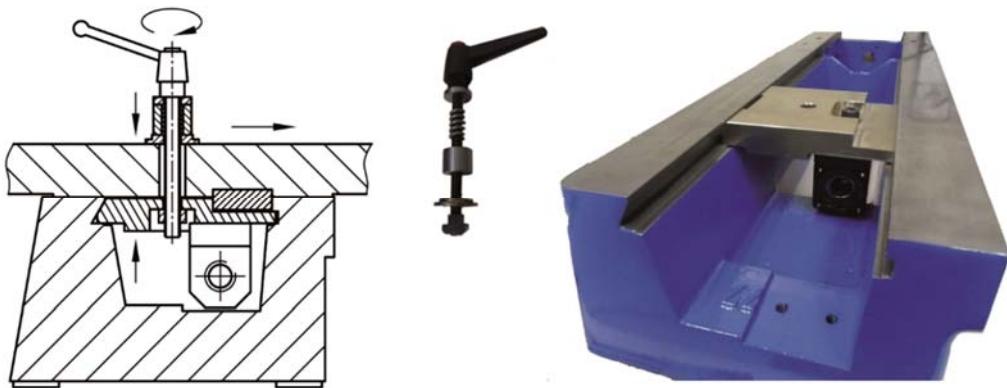


Figura 3.16 Detalle constructivo arrastre y bloqueo carro porta-sínfin

El nuevo encoder lineal Heidenhain LF 485 C [113] de 250 mm de longitud sustituye al original obligando a modificar los puntos de anclaje del mismo, así como la unión entre el carro y el lector del encoder. Aunque por su diseño el lector permite ciertas holguras durante los desplazamientos, se ha mantenido el montaje sobre un rodamiento lineal de recirculación de bolas que minimiza el juego. Además, por ser un instrumento de medida de gran precisión la alineación en el montaje requiere especial cuidado para cumplir con las especificaciones del fabricante (Figura 3.17).



Figura 3.17 *Detalle montaje encoder lineal (fuente Heidenhain)*

En la parte superior de la regulación del sistema elástico se sitúa el nuevo palpador lineal Heidenhain Specto ST 1288 [112] que efectúa las lecturas del movimiento de vaivén del carro porta-coronas, característico de los ensayos de rodadura a dos flancos. El montaje se realiza mediante casquillo guía y prisionero, según recomendación del fabricante, sin ejercer demasiada presión para que el vástago deslice suavemente (Figura 3.18).



Figura 3.18 *Detalle regulación sistema elástico y palpador lineal*

#### 3.4.4 Carro porta-sinfín

El carro porta-sinfín (Figura 3.19) desliza sobre la bancada y se desplaza manualmente mediante el sistema de arrastre de husillo y volante (2) (Figura 3.14). Su función es la de albergar el sinfín patrón y situarlo a la distancia nominal entre centros fijando dicha posición mediante el sistema de bloqueo (10) explicado en el subapartado anterior. Además contiene el accionamiento necesario para hacer girar la transmisión durante el ensayo. Sobre la base (6) de acero fundido, que incorpora en la parte inferior la guía de arrastre (12), van atornilladas unas guías sobre las que se desplazan

transversalmente los soportes porta-puntos (7). Aunque su emplazamiento es variable, sólo pueden situarse en unas posiciones concretas cada 25 mm, teniendo que jugar con el desplazamiento de los propios puntos para conseguir la posición ideal del sinfín en el ensayo. Sobre los soportes se colocan el punto motriz (8) y el contrapunto (9) perfectamente alineados. Por último, el carro se une al lector del encoder lineal, mediante la pieza (11), haciendo los solidarios en el desplazamiento y tomando la lectura de la distancia relativa entre las ruedas.

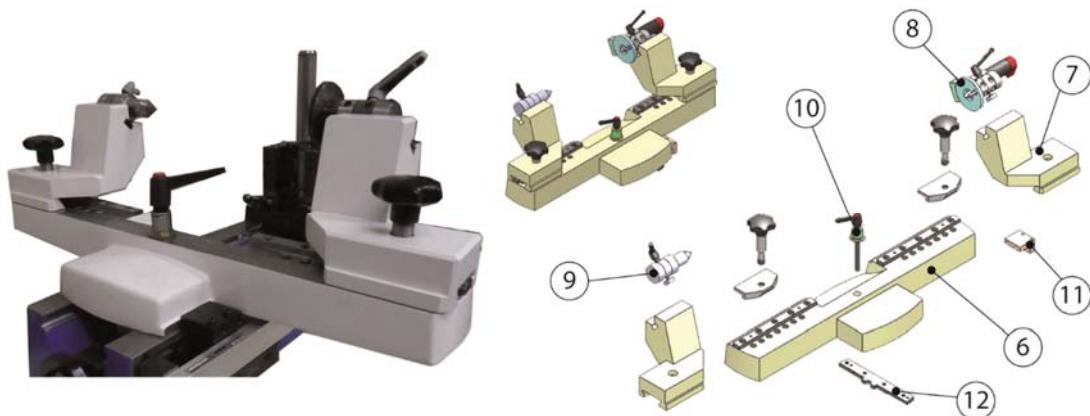


Figura 3.19 *Carro porta-sinfín*

Se ha sustituido el accionamiento del ensayo por el micromotor Faulhaber 3257 G024 CR [114] siendo necesario adaptar el soporte de anclaje. En cambio, ni el sistema de arrastre del movimiento del sinfín ni los engranajes de accionamiento ha sufrido modificación alguna por encontrarse en perfecto estado. Las superficies mecanizadas de los componentes del carro porta-sinfín estaban todas en buenas condiciones a falta de limpieza y engrase, incluidos el punto y el contrapunto (Figura 3.20).

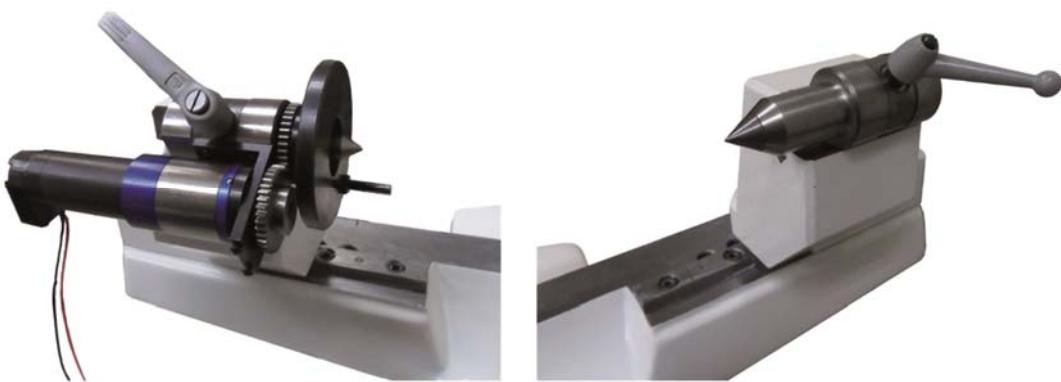


Figura 3.20 *Montaje punto y contrapunto*

En la parte inferior del carro se encuentra la guía de arrastre (12) que permite realizar el desplazamiento del carro a partir del giro manual del volante. Este elemento

ajusta con la pieza de arrastre (2) para que se produzca un desplazamiento y bloqueo sin juego. Se comprobaron las dimensiones de sus partes críticas garantizando el acople adecuado entre ellas (Figura 3.21).

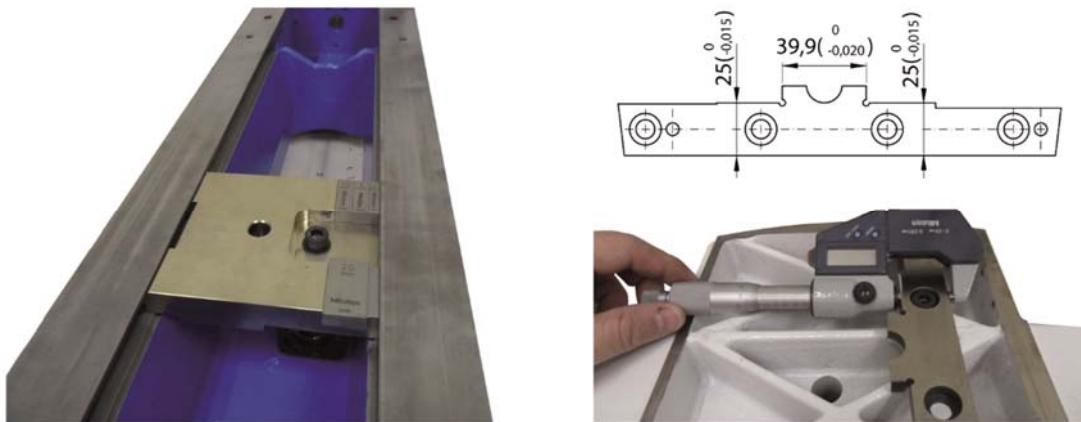


Figura 3.21 Medición guía de arrastre carro porta-sinfín

#### 3.4.5 Columna porta-corona

Sobre una base (13), que fija todo el mecanismo a la bancada, se incorpora un sistema elástico de balanceo (19) capaz de proporcionar un movimiento suave de vaivén al carro porta-coronas (14). El bloqueo de dicho movimiento, antes de empezar el ensayo cuando hay que situar las ruedas a la distancia nominal entre centros, se realiza mediante una palanca excéntrica (20). El carro porta-coronas (14) incorpora un sistema de regulación de altura (15) que permite hacer coincidir el plano medio del tallado de la corona con el eje del sinfín según la lectura del reloj comparador digital (16). Las coronas a verificar se alojan sobre un casquillo calibrado (18), intercambiable en función su tamaño, que registra sobre la columna guía (17) (Figura 3.22).

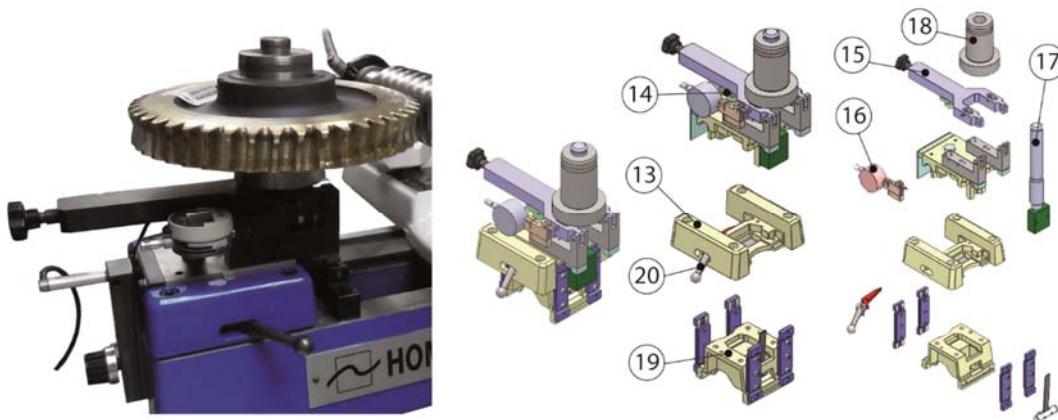


Figura 3.22 Columna porta-corona

Al girar en sentido horario la maneta del regulador de altura (15) el vástago dispuesto ortogonalmente se desplaza hacia abajo obligando a elevar la posición del casquillo (18) deslizando a lo largo de la columna guía (17) (Figura 3.23a). La variación permitida es pequeña, en torno a 1 mm, por lo que cada modelo de corona tiene asociado un casquillo con una distancia nominal calibrada desde el plano medio del dentado hasta la superficie de referencia. Un reloj comparador Tesa Digico 305 M sustituye al original de iguales características y dimensiones, realizando la vigilancia de la posición de altura a través de un sistema de palancas.

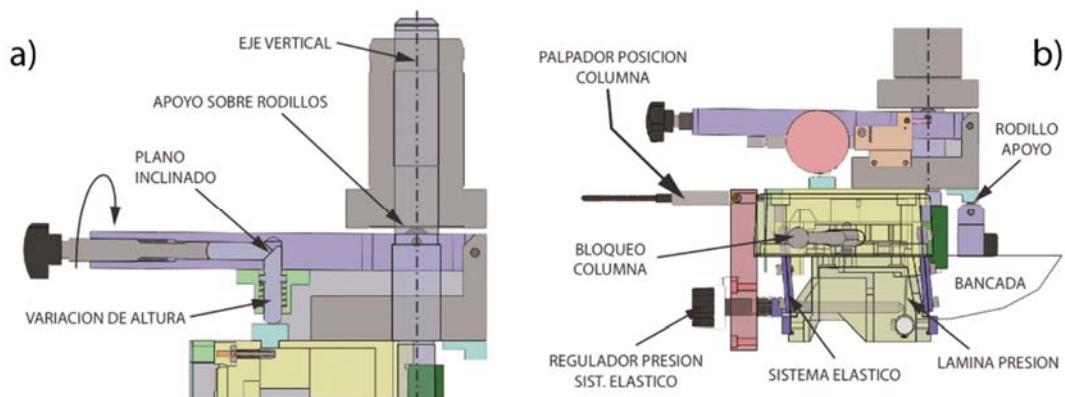


Figura 3.23 a) Sistema de regulación de altura; b) Regulación del sistema elástico

Experimentalmente se ha determinado que la capacidad de regulación de la fuerza de empuje de una rueda contra la otra en la máquina está entre 0 y 45 N. A través de la flexión de ocho láminas de acero verticales junto con la variación de posición de una lámina de presión hacen posible un movimiento suave y controlado (Figura 3.23b).

Aunque esta parte de la máquina necesitó un gran trabajo de limpieza, puesta a punto y ajuste dada su importancia en la ejecución de los ensayos, apenas sufrió ninguna modificación salvo la incorporación del nuevo reloj comparador de altura.

#### 3.4.6 Esquema de funcionamiento y software

El control de la máquina se realiza desde un PC industrial al que el operador accede a través de ratón y teclado. Incluye "Ultragear Pro V-Touch" (Figura 3.24a), un software hecho a medida capaz de ejecutar y gestionar la medición así como de realizar el análisis de los resultados. Está programado en Visual Basic y en C++ para Windows XP e implementa en dll en C++ los cálculos geométricos, el tratamiento de datos, los algoritmos de control, y la interfaz gráfica en VB. Se estructura principalmente de la forma siguiente:

- Módulo de gestión de la medición que incluye las lecturas de los encoders, el control del motor y los procedimientos tanto de calibración como de puesta a cero de los ejes.
- Base de datos de referencias de engranajes e historial de ensayos, donde se guardan los datos de partida y los resultados obtenidos.
- Módulo de gestión de referencias de engranajes que permite la definición de los parámetros básicos de cada engranaje y alimenta los módulos de cálculo geométrico completo.
- Módulo de definición de ensayo a dos flancos que se encarga del tratamiento de datos, de la configuración de la Transformada de Fourier, de la presentación de resultados y de la gestión de informes.

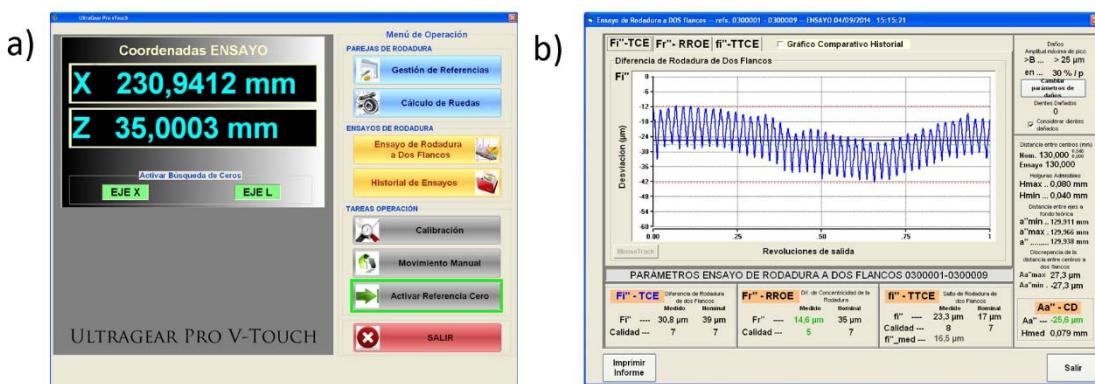


Figura 3.24 Software de control. a) Pantalla de ejecución de ensayos; b) Ejemplo gráfica resultante  $Fr''$

Tras concluir un ensayo los resultados se muestran gráficamente en la pantalla (Figura 3.24b) y son guardados en la base de datos para posteriores consultas. De una manera rápida y visual se conocen los valores de  $Fr''$ ,  $Fr''$  y  $fi''$  determinando el grado de calidad de la corona verificada y comprobando si está dentro de los límites establecidos.

En la Figura 3.25 se puede observar el esquema de conexión de los diferentes instrumentos de medida. Tanto el encoder como el palpador lineal envían sus lecturas a una tarjeta PCI incluida en el interior del PC. A su vez, el reloj comparador se conecta directamente a uno de los puertos RS232 del equipo informático. El control del accionamiento del motor se realiza a través del driver Faulhaber también conectado al PC mediante un cable RS232 y alimentado por la fuente de alimentación.

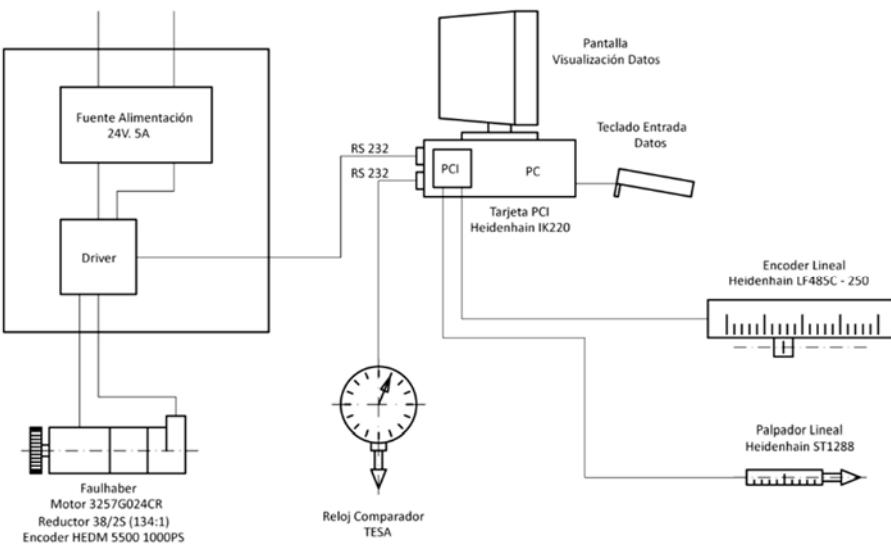


Figura 3.25 Esquema de conexión instrumentos de medida y accionamiento M1

### 3.5 Máquina de ensayos de rodadura a uno y a dos flancos (Máquina 2)

Una nueva máquina que integra los dos ensayos de rodadura para engranajes sínfin-corona se ha desarrollado siguiendo las directrices y normativa recogidas en el apartado 3.2. La unificación de ambos ensayos en un solo equipo minimiza e incluso elimina posibles fuentes de error, principalmente por desplazamiento y/o medición, que serían introducidas si se ejecutasesen en máquinas diferentes. La experiencia previa del retrofit de la máquina de ensayos de rodadura a dos flancos Hommelwerke ha sido decisiva para la correcta ejecución de este nuevo equipo ya que ha permitido conocer de primera mano el comportamiento de los principales sistemas así como experimentar con los instrumentos de medida.

Como punto de partida, el diseño se ha realizado a partir de la bancada de una verificadora de perfiles en desuso que se encontraba en perfectas condiciones. De acuerdo a sus dimensiones, primeramente se realizó un cuidadoso estudio para seleccionar la disposición más adecuada considerando tamaño máximo de los engranajes, movimientos relativos entre las ruedas, reparto de esfuerzos sobre la estructura, así como la operabilidad de la máquina. Posteriormente se modelaron en 3D, mediante SolidWorks, todas las partes, mecanismos e instrumentos de medida seleccionados para alcanzar la precisión requerida. Tras la fabricación y montaje de los elementos se procedió al ajuste y calibración del equipo. Además también se incorporó un software de control y gestión, similar al de la máquina anterior aunque mucho más completo al incluir las herramientas necesarias para la ejecución de los ensayos a un flanco.

### 3.5.1 Diseños preliminares y estructura final

Diversas fueron las opciones planteadas antes de decantarse por la definitiva. Las principales condiciones de partida fueron el tamaño de los engranajes a verificar, la precisión de la medición (ver apartado 3.3) y, por supuesto, la forma y dimensiones de la bancada a emplear. Aunque el propósito principal de su creación era el estudio completo de las influencias individuales de cada uno de los parámetros así como la estimación de incertidumbre de medida en cada ensayo, la inversión inicial se justificaba con un posterior uso metrológico industrial. Por ello, los límites máximos de capacidad de la máquina fueron un factor determinante adaptándose a posibles necesidades futuras. Como resumen:

- Diámetro primitivo máximo corona hasta 600 mm
- Diámetro primitivo máximo sinfín hasta 150 mm
- Longitud máxima sinfín hasta 1000 mm
- Distancia entre centros ( $a$ ) hasta 450 mm con precisión de  $\pm 1 \mu\text{m}$
- Desplazamiento entre altura tallados ( $z$ ) hasta 300 mm con precisión de  $\pm 1 \mu\text{m}$
- Medición del giro de ambos ejes con precisión de  $\pm 2,5''$
- Bloqueo y desbloqueo del carro de ensayo a dos flancos con desplazamiento mínimo de 1 mm y precisión de  $\pm 1 \mu\text{m}$

De acuerdo a estas premisas, la primera opción (Figura 3.26a) planteaba una distribución similar al de la primera máquina, incorporándole los elementos necesarios específicos de los ensayos a un flanco. Esta opción situaba la corona sobre el carro que permitía el pequeño vaivén del ensayo a dos flancos ( $\Delta a''$ ) y el resto de movimientos, como son el posicionamiento a la distancia entre centros ( $\Delta a$ ) y la regulación de altura ( $\Delta z$ ), los realizaría el carro que alojaba el sinfín. A partir de ésta y como segunda opción (ver Figura 3.26b), se propuso dejar en una posición fija el eje de giro de la corona traspasando el movimiento de vaivén también al sinfín. Estas opciones aunque válidas, podrían generar problemas de equilibrio ya que la masa principal del sistema viene dada por el conjunto porta-sinfín. Previamente se desechó la posibilidad de que la regulación de la altura ( $\Delta z$ ) se realizase sobre el mecanismo porta-coronas ya que la orientación vertical del eje junto con la forma de la bancada lo hacían inviable. Igualmente, también quedó fuera de valoración haber dispuesto el sinfín verticalmente debido a su posible gran longitud.

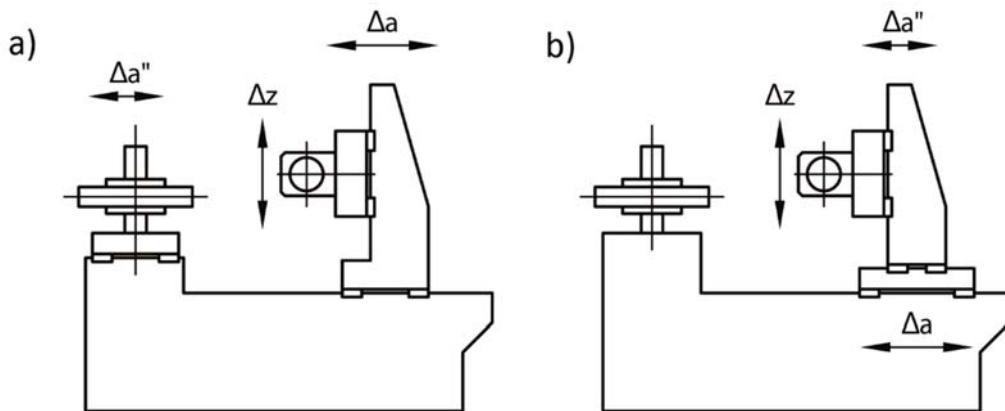


Figura 3.26 a) Alternativa 1; b) Alternativa2

Una tercera opción (Figura 3.27a), planteaba la posibilidad de que el conjunto porta-sínfín realizase el pequeño desplazamiento de los ensayos a dos flancos ( $\Delta a''$ ) y la posición entre centros ( $\Delta a$ ) la efectuase el carro porta-coronas. Finalmente la cuarta opción (Figura 3.27b), que fue la seleccionada, sugería incorporar exclusivamente el desplazamiento en altura a un conjunto porta-sínfín fijo y dotar de los movimientos  $\Delta a$  y  $\Delta a''$  al sistema porta-coronas.

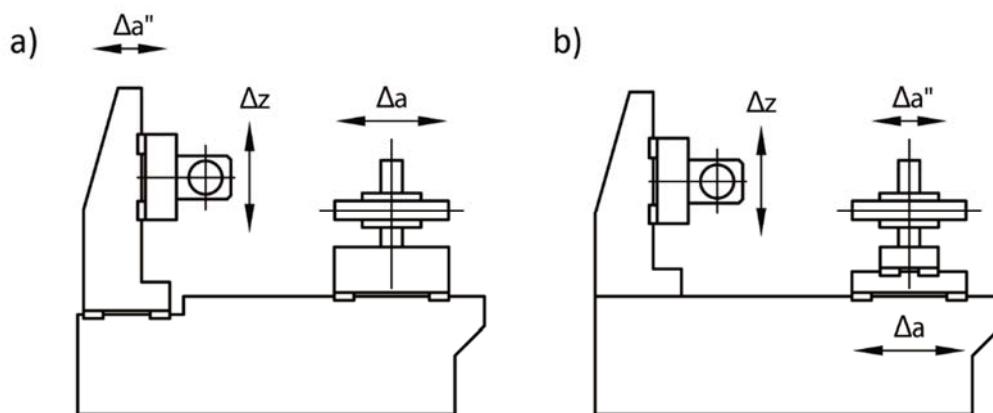


Figura 3.27 a) Alternativa 3; b) Alternativa 4

La elección definitiva se realizó a partir de unos primeros diseños en SolidWorks (Figura 3.28). Con ellos, se pudo comprobar qué alternativas cumplían con los requisitos de partida y cuáles eran sus limitaciones. Una de las ventajas principales de la disposición elegida frente a las demás es que el sínfín patrón puede mantener la misma posición calibrada durante la medición de un lote completo, práctica habitual en la fabricación de engranajes. De esta manera, se evita la introducción de errores no deseados al no realizar movimiento alguno del sínfín entre medición y medición. Además, el centro de gravedad del reparto de las masas permanece en el centro de los apoyos garantizando la estabilidad del conjunto.

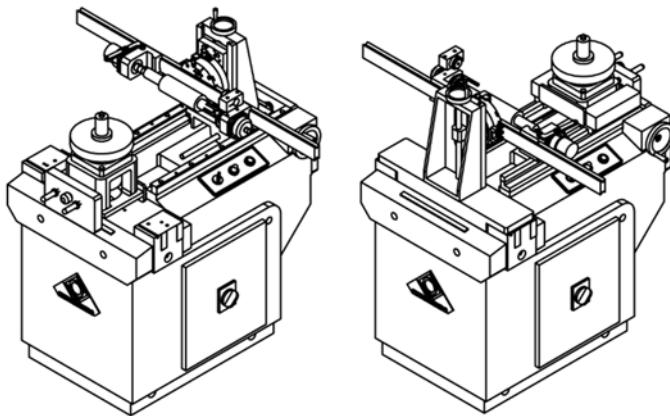


Figura 3.28 Ejemplo de modelado en SolidWorks de alternativas 1 y 4

### 3.5.2 Descripción general de la máquina

Sobre la bancada (1) (Figura 3.29) de acero fundido de una máquina de verificar perfiles Klingelnberg PFS 600, componente estructural de calidad, se incorporaron los elementos necesarios para la ejecución de ensayos de rodadura, tanto a un flanco como a dos, para engranajes sínfin corona. Aunque el diseño está abierto a poder incorporar diferentes utillajes y verificar otros tipos de engranajes, el equipo se ha preparado principalmente para medir coronas desde calidad 6 de 100 a 600 mm de diámetro y módulos entre 2 y 12. Para tal fin, se puede llegar a utilizar sínfines patrón de hasta 150 mm de diámetro y 1000 de longitud. Con esta capacidad, es una máquina que sin duda se sale fuera de las dimensiones habituales de los catálogos comerciales para cualquiera de los dos ensayos.

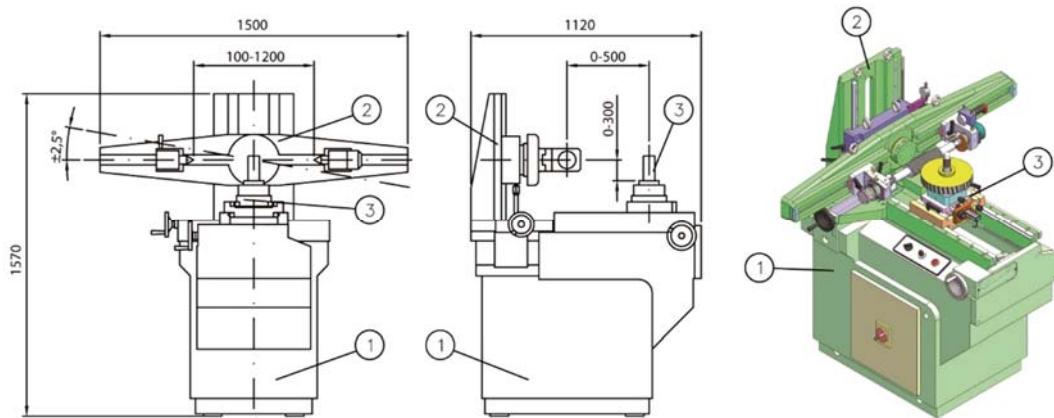


Figura 3.29 Partes y dimensiones principales máquina rodadura a uno y dos flancos

En un lado, se localiza la columna porta-sínfín (2) que permanece siempre en una posición fija. Esta columna incorpora la regulación tanto de la altura como el ángulo del eje del sínfín. Además dispone de un travesaño sobre el que se pueden mover libremente punto y contrapunto posibilitando alojar sínfines de diferentes longitudes. En el otro lado, se encuentra el carro porta-coronas (3) que sitúa las ruedas a la distancia nominal entre centros manualmente mediante volante y husillo. A su vez incorpora otro carro superior que proporciona el movimiento necesario de vaivén en el ensayo a dos flancos. Sobre este último se acopla un eje de gran precisión con encoder angular y freno regulable, necesarios para los ensayos a un flanco, donde se emplazan las coronas durante los ensayos.

En los siguientes apartados, se describen los componentes principales así como el desarrollo de los mismos. Aunque se ofrece una visión general de cada uno de ellos, se han omitido deliberadamente algunos datos y cálculos para preservar la difusión de ciertos detalles constructivos.

### 3.5.3 Bancada

Se ha utilizado la bancada (1.1) (Figura 3.30) de una máquina de verificar perfiles Klingelberg PFS 600 tras comprobar que se encontraba en las condiciones adecuadas. A esta se le ha incorporado un husillo rectificado de bolas de alta precisión Niasa KGS 2505 (1.2) que posiciona manualmente el carro porta-coronas a la distancia nominal entre centros de engranajes. Fijo a la bancada también se encuentra el encoder lineal Heidenhain LF 485 C (1.4) de 550 mm (ver subapartado 3.3.2) que mide dicha posición.

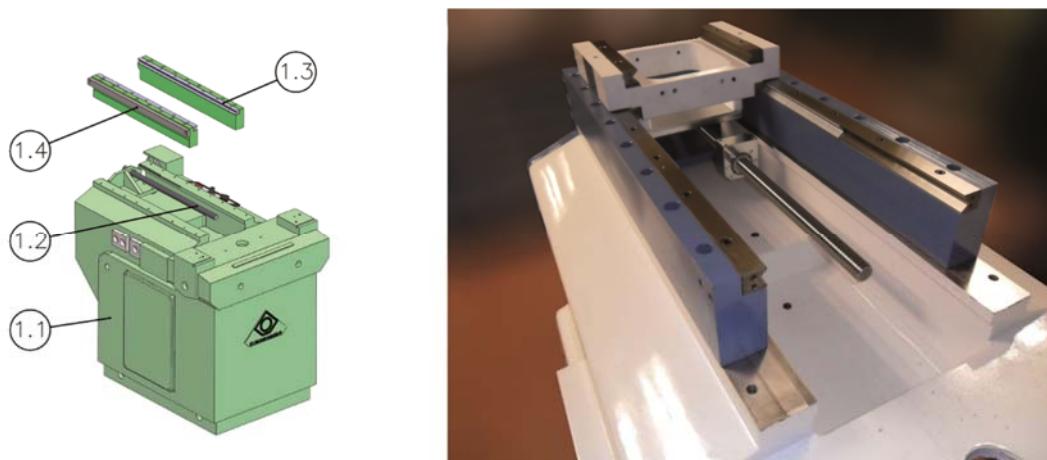


Figura 3.30 *Elementos bancada*

Sobre unos calces rectificados que permiten ganar la altura necesaria al carro porta-coronas, se han incluido unas guías lineales Rosa RM/RV 92025 (1.3) de 700 mm con un paralelismo por debajo de 9 µm en toda su longitud (Figura 3.31a). Su diseño

en forma de “V” y “M” permite regular el juego entre carro porta-coronas y bancada mediante el empuje lateral de prisioneros (Figura 3.31b). Este tipo de guías produce movimientos suaves de alta precisión y mínimo desgaste al deslizar mutuamente sobre una jaula de pequeños rodillos. Para ello es necesario que las superficies de apoyo estén perfectamente rectificadas teniendo buena planitud, paralelismo y perpendicularidad entre las caras.

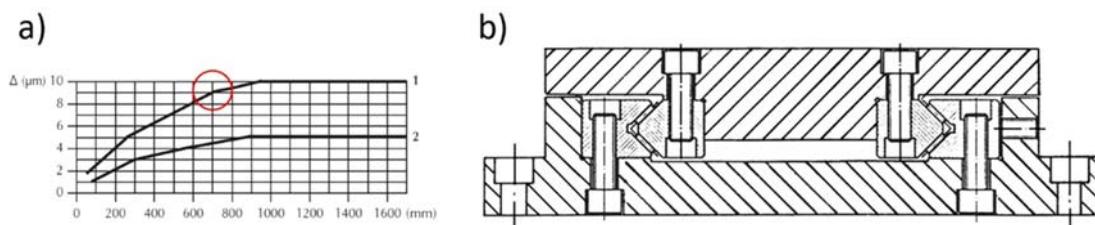


Figura 3.31 Guías lineales RM/RV (fuente Rosa). a) Error de paralelismo; b) Ejemplo de montaje

### 3.5.4 Columna porta-sinfín

En una columna fija de acero fundido (2.1) (Figura 3.32) se incorporan otras guías lineales (2.2) del mismo tipo y tamaño que las empleadas en la bancada. Un carro (2.3), accionado manualmente mediante volante y elevador mecánico de husillo (2.4), desliza verticalmente sobre las guías regulando la altura relativa entre los tallados de las ruedas. La posición es vigilada por un encoder lineal (2.5) fijo a la columna. Sobre el carro va acoplado un sistema (2.6) de ajuste del ángulo entre ejes de engranajes necesario para la calibración inicial de la máquina. En el eje de giro de este sistema se aloja un travesaño (2.7) que permite colocar sinfines de gran longitud sobre el punto motriz (2.8), que acciona el giro y realiza las lecturas del ángulo girado, y el contrapunto (2.9).

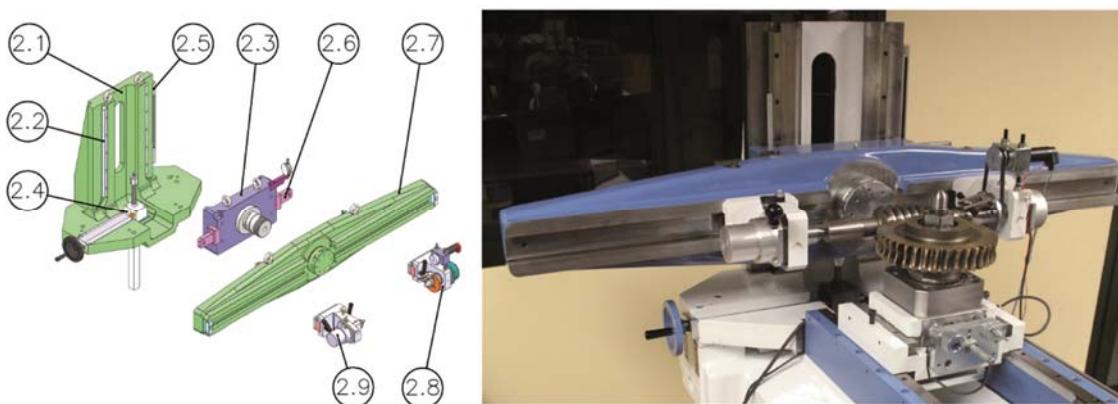


Figura 3.32 Elementos columna porta-sinfín

La columna está fabricada en acero fundido a partir de un modelo de poliestireno expandido (Figura 3.33). Como este tipo de piezas estructurales requieren superficies mecanizadas de gran precisión junto con una buena estabilidad en el tiempo se realizaron varios tratamientos térmicos de recocido y normalizado eliminando así posibles tensiones residuales. Posteriormente se mecanizó en un centro Active Five 300 de 5 ejes garantizando paralelismos y perpendiculares por debajo de 10  $\mu\text{m}$ .



Figura 3.33 *Fabricación columna porta-sinfín*

Mediante herramientas de simulación de desplazamientos por elementos finitos integradas en el propio software de diseño, SolidWorks, se optimizó la geometría de la columna para alcanzar la mayor robustez posible con la mínima masa (Figura 3.34).

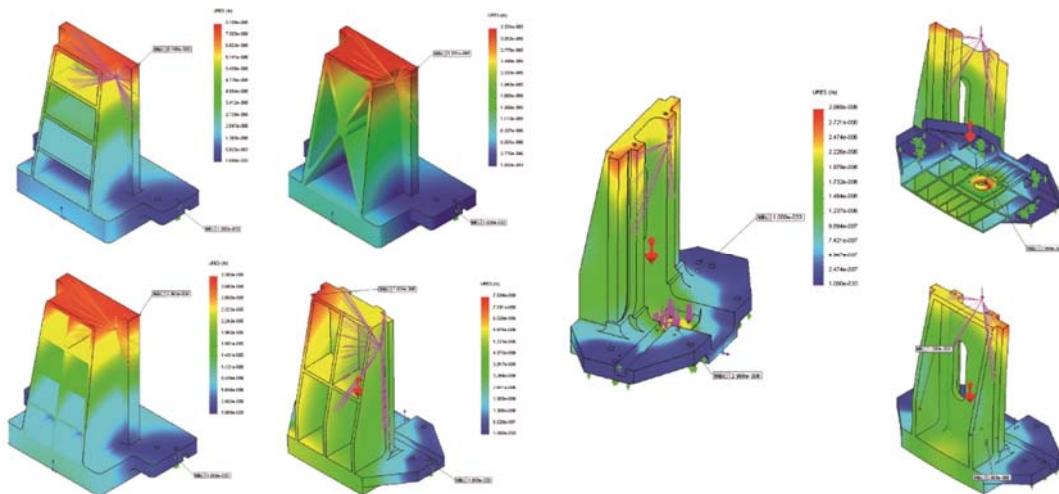


Figura 3.34 *Optimización columna porta-sinfín*

Manteniendo los puntos de anclaje existentes en la bancada original, se realizó el cálculo estático a partir de las cargas generadas por el peso de los propios componentes del equipo junto con el del sínfín patrón de mayor tamaño. Aunque los ensayos de rodadura son ensayos dinámicos, el hecho de realizarse a baja velocidad implica que las posibles influencias dinámicas apenas transmiten esfuerzos sobre la máquina por lo que se pueden considerar despreciables en el cálculo. La deformación máxima obtenida, cuando el carro se sitúa en la posición más elevada, es de 3  $\mu\text{m}$ . Se produce en la parte superior de la columna por ser la más alejada de la fijación. Además, también existe una deformación similar, debido a la concentración de tensiones, en la zona de apoyo del elevador. En cualquier caso, la influencia sobre el resultado de las mediciones es mínima.

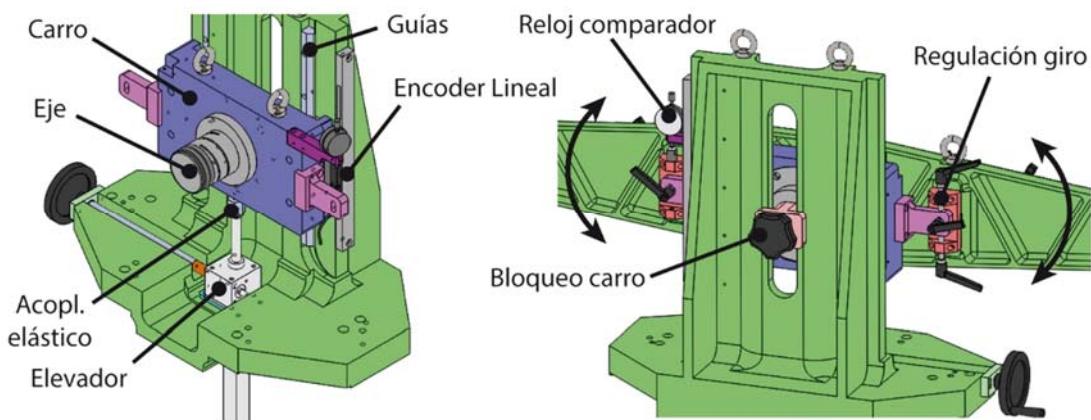


Figura 3.35 *Carro porta-sínfín*

El carro porta-sínfín (Figura 3.35), deslizando sobre las guías lineales Rosa RM/RV 92025 con una desviación máxima del paralelismo de 7  $\mu\text{m}$  para sus 500 mm de longitud, realiza un movimiento vertical manual de precisión mediante un elevador mecánico de husillo Niasa M1x300. Aunque el ángulo irreversible de la transmisión interior impide su descenso fortuito, un freno en la parte posterior de la columna puede ser accionado para garantizar el bloqueo del carro en la posición requerida. Un acoplamiento elástico Festo FK M12 absorbe cualquier posible desalineación entre la dirección real de empuje del husillo y el desplazamiento vertical del carro. Con todo este sistema, se puede regular la altura relativa entre los tallados del patrón y la rueda a verificar mediante las lecturas del encoder lineal Heidenhain LF 485 C de 300 mm. A su vez, el carro incorpora un eje de gran diámetro de acero que cumple dos funciones principales. La primera es la de soportar toda la carga transmitida por el travesaño y la segunda la de permitir el giro tanto para la calibración de la orientación del eje del sínfín patrón con respecto al eje de la corona como para adaptación del equipo para mediciones de engranajes con ejes paralelos. En uno de los lados de la parte posterior del travesaño se incorpora un sistema de regulación y bloqueo, mientras que en el otro

un reloj comparador permite comprobar el ángulo girado mediante una sencilla relación trigonométrica.

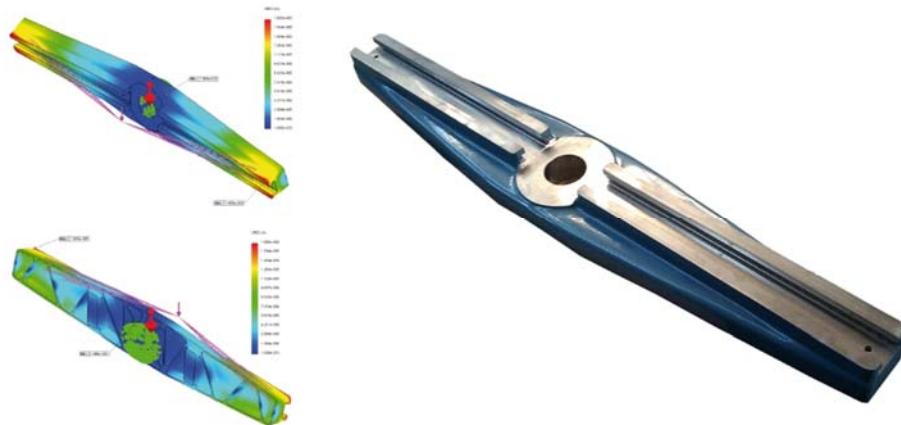


Figura 3.36 *Diseño travesaño*

Por sus características técnicas, el desarrollo del travesaño siguió el mismo proceso de diseño y fabricación que la columna. La geometría definitiva también fue fruto de la optimización de su diseño mediante herramientas de elementos finitos a partir de las necesidades dimensionales del sínfín patrón mayor a utilizar (Figura 3.36). En este caso, la deformación máxima es de 2 µm en los extremos del travesaño, cuando se considera la carga del mayor de los sínfines posibles. Asimismo se fabricó por fundición tras haber realizado su modelo de poliestireno expandido correspondiente. Posteriormente fue sometido a los tratamientos térmicos adecuados para evitar deformaciones debido a las tensiones internas antes de su mecanizado.

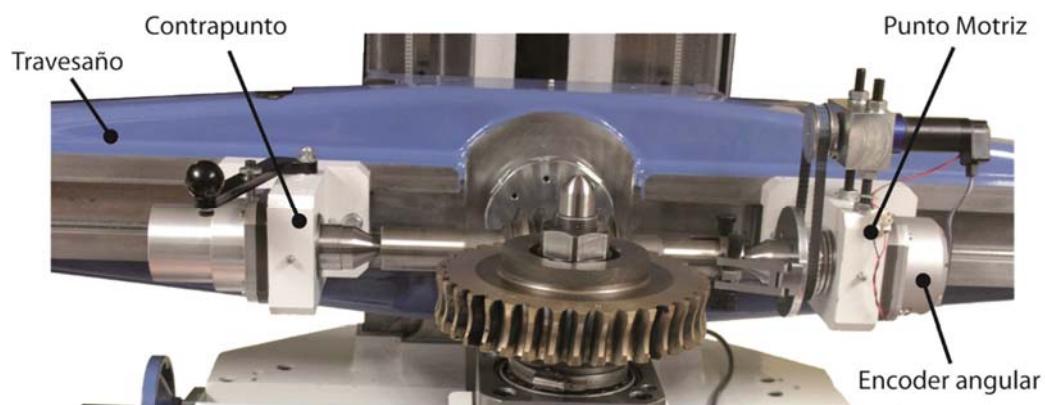


Figura 3.37 *Travesaño, punto y contrapunto*

Sobre la guía del travesaño, punto y contrapunto deslizan libremente permitiendo utilizar sínfines patrón bien con dentado descentrado o bien con longitudes de hasta 1000 mm. El punto acciona la rotación del sínfín mediante un motor paso a paso Faulhaber 3257 G024 CR y reductor 38/2S 1:134. El giro

transmitido es medido, para los resultados del ensayo a un flanco, mediante un encoder angular Heidenhain RON 287 C montado en el extremo posterior. En el extremo contrario del travesaño, el contrapunto incorpora un sistema elástico accionado manualmente mediante una palanca que facilita el cambio de patrón (Figura 3.37).

El eje del punto gira sobre rodamientos cónicos cuyo montaje mediante una tuerca especial de apriete MSR garantiza un movimiento libre de holguras durante la vida útil de la máquina (Figura 3.38). La transmisión de potencia desde el motor se realiza a través de una correa dentada y a su vez se transfiere al sinfín patrón mediante un sistema de arrastre regulable. La polea de aluminio lleva un anillo cónico que centra y fija su posición sobre el eje. A su vez, el rotor del encoder angular gira solidario con este mientras que el estator se fija sobre el soporte.

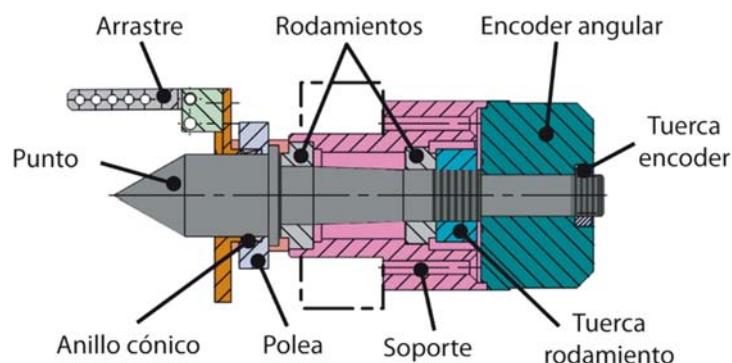


Figura 3.38 Montaje punto motriz

Por su parte, el eje del contrapunto es capaz de deslizar sobre un casquillo guía. Sobre este se fija la carcasa que aloja el muelle, el tope y el empujador que permite la carga y descarga de los sinfines patrón de una manera rápida y cómoda (Figura 3.39). No obstante, la fuerza del sistema elástico tiene que garantizar que no se producirán oscilaciones en la dirección de compresión, como consecuencia de los esfuerzos sufridos durante los ensayos, porque esto generaría errores de excentricidad sobre los parámetros de rodadura.

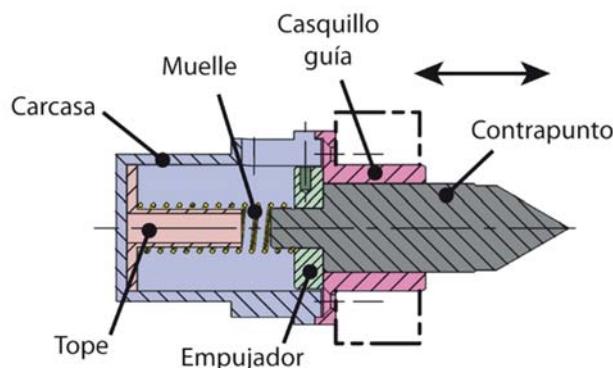


Figura 3.39 Montaje contrapunto

### 3.5.5 Carro porta-coronas

El carro inferior porta-coronas o carro principal (3.1) (Figura 3.40) se desplaza a lo largo de las guías lineales de la bancada e incorpora el lector del encoder lineal (3.2). Sobre él desliza un carro superior o carro secundario (3.3), también con guías lineales de precisión M/V (3.4), para realizar los ensayos de rodadura a dos flancos. Para ello, el sistema incluye una palanca de accionamiento (3.5) que libera o bloquea el carro; un asiento cinemático (3.6) que garantiza la repetibilidad de la posición inicial del ensayo; un sistema elástico regulable (3.7) que obliga a que haya contacto a fondo de dientes; y el palpador lineal (3.8) que realiza la lectura de la variación de la distancia entre centros de los engranajes. En el extremo inferior del eje porta-coronas (3.9) se aloja el encoder angular (3.10) que toma las lecturas para comparar el giro entre ambas ruedas. Asimismo, se incluye un freno regulable (3.11) para ejecutar correctamente el ensayo a un flanco.

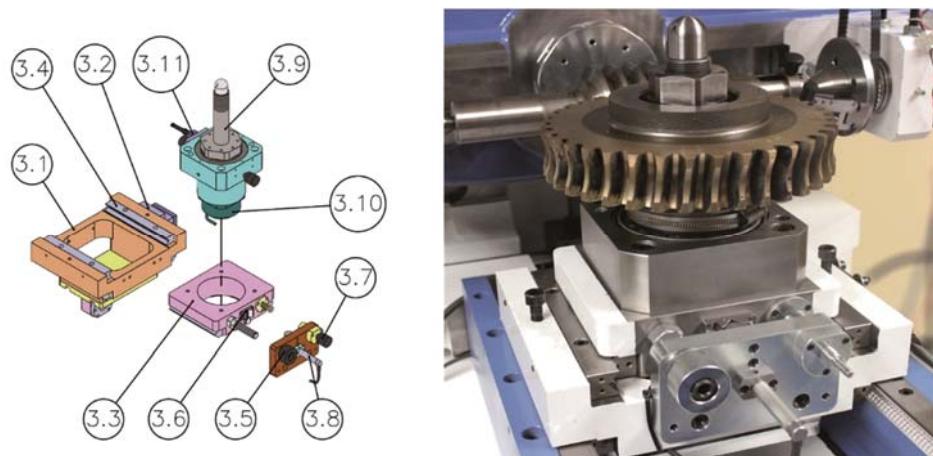


Figura 3.40 *Elementos carro porta-coronas*

Por debajo del carro inferior porta-coronas, la tuerca Niasa KGF D 2505 realiza el empuje del desplazamiento longitudinal cada vez que se gira el husillo (Figura 3.41). Detrás, el lector del encoder lineal es solidario detectando la posición a la que se encuentra. En la parte superior, un suave movimiento de vaivén característico del ensayo a dos flancos es realizado por un segundo carro mediante una configuración similar al resto de desplazamientos lineales de la máquina. El sistema elástico permite ser regulado para adecuar la fuerza con que empuja una rueda contra la otra dependiendo de su tamaño. La oscilación de la distancia entre centros de las ruedas es registrada mediante el palpador lineal Heidenhain ST1288. La posición de bloqueo se establece apoyando las caras rectificadas de una pieza en forma de "V", solidaria al carro secundario, contra la superficie cromada de un cilindro, asegurando una repetibilidad de  $\pm 0,4 \mu\text{m}$ .

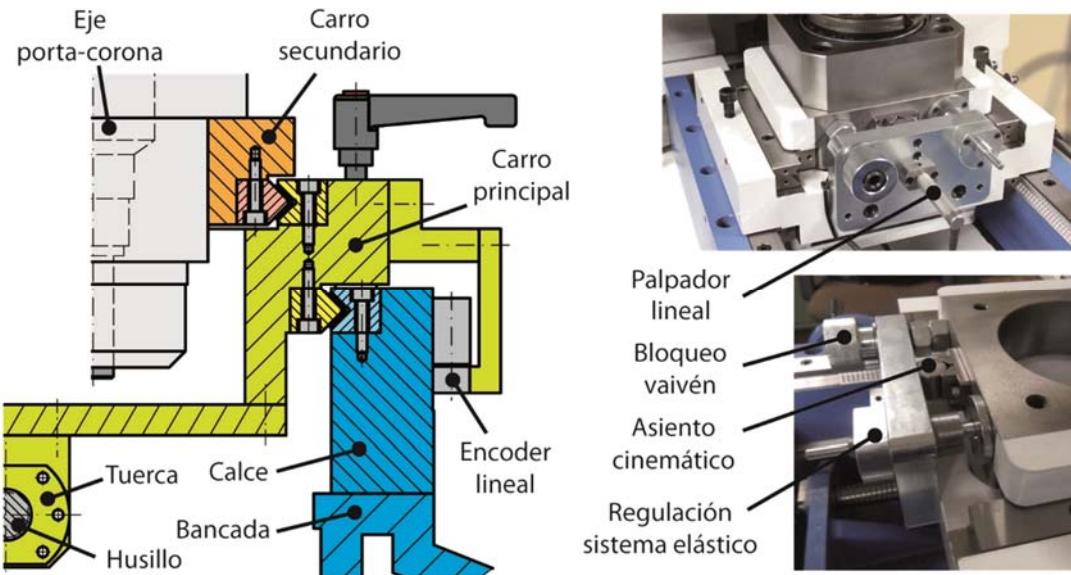


Figura 3.41 Detalles constructivos carro porta-coronas

A su vez, girando el eje del sistema elástico se puede regular la fuerza de empuje entre 0 y 100 N, al variar la longitud de un muelle de compresión. Cuanto más se acorta, mayor es la presión ejercida durante la ejecución de los ensayos a dos flancos (Figura 3.42). Como el movimiento que se registra del carro secundario está en un rango de unas pocas décimas, la fuerza durante todo el ensayo permanece constante. Por otro lado, la falta de datos fiables con respecto a la carga necesaria durante el ensayo sugiere un diseño flexible que facilite el cambio de muelles durante el periodo de pruebas o incluso en un futuro más lejano, si fuese necesario. Por ello, el muelle registra sobre unos casquillos intercambiables, que son solidarios tanto al carro principal como al secundario, fácilmente desmontables que permiten jugar con diferentes tamaños y longitudes de una manera rápida.

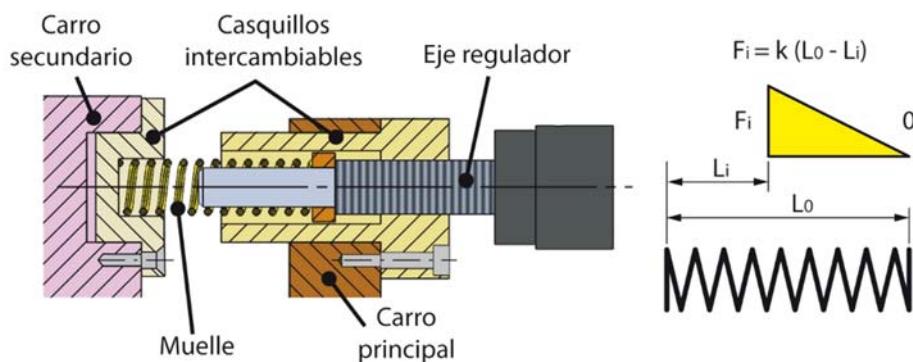


Figura 3.42 Regulación del sistema elástico del carro secundario

En un conjunto independiente, el eje porta-coronas (Figura 3.43) gira suave y libremente sobre rodamientos de rodillos cónicos de alta precisión que permiten absorber tanto cargas radiales como axiales, en una configuración similar al punto

motriz. Sobre el extremo superior, la corona es alojada mediante un casquillo expensor de ajuste que elimina excentricidades debidas al juego necesario para el montaje. El extremo contrario incorpora el otro encoder angular Heidenhain RON 287C necesario para comparar la diferencia de giro entre engranajes. Asimismo, un mecanismo de frenado por fricción regulable evita rotaciones inesperadas de la corona producidas por la propia inercia de funcionamiento en el ensayo a un flanco.

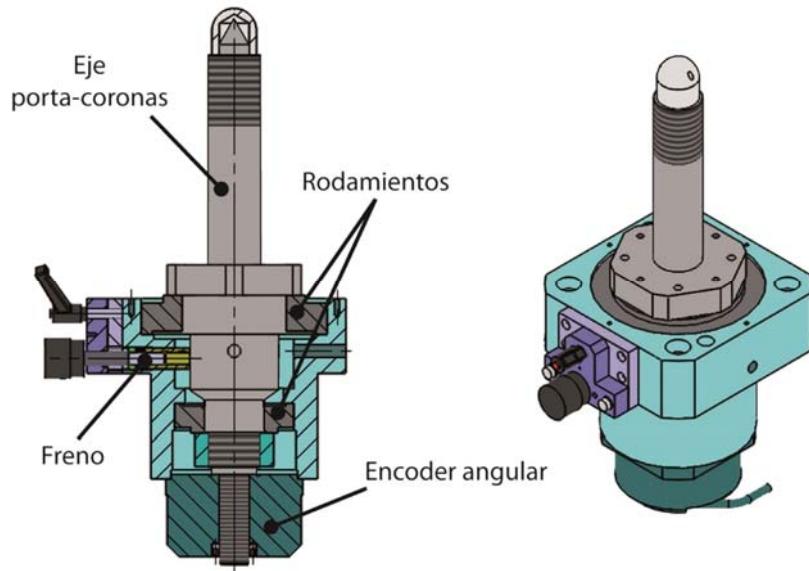


Figura 3.43 Conjunto eje porta-coronas

Para conseguir el par de frenado recomendado por la VDI/VDE 2608 [30], entre 1 y 5 Nm, se hace deslizar una pieza de bronce directamente sobre una de las caras cilíndricas del eje porta-coronas de diámetro 120 mm. Considerando un coeficiente de rozamiento de 0,18 entre bronce y acero, es necesaria una fuerza regulable de un sistema elástico de entre 185 y 925 N (ecuaciones 3.6 y 3.7).

$$F_{min} = \frac{Par_{min}}{radio \cdot \mu} = \frac{1 \text{ Nm}}{0,03 \text{ m} \cdot 0,18} = 185 \text{ N} \quad (3.6)$$

$$F_{max} = \frac{Par_{max}}{radio \cdot \mu} = \frac{5 \text{ Nm}}{0,03 \text{ m} \cdot 0,18} = 925 \text{ N} \quad (3.7)$$

El espacio tan limitado del que se dispone obliga a utilizar muelles de disco en vez de uno clásico de compresión. Combinando este tipo de resortes en diferentes disposiciones es posible variar la capacidad de carga y/o la longitud de la deformación necesarias. De funcionamiento similar a la regulación del sistema elástico del carro secundario, la variación del par de frenado se realiza mediante el giro de un eje roscado, aumentando o disminuyendo la longitud total de los muelles. A su vez, todo este sistema se puede retirar o situar en la posición de trabajo mediante un posicionador

que evita tener que regular el par a aplicar cada vez, si se desea mantener constante a lo largo del tiempo.

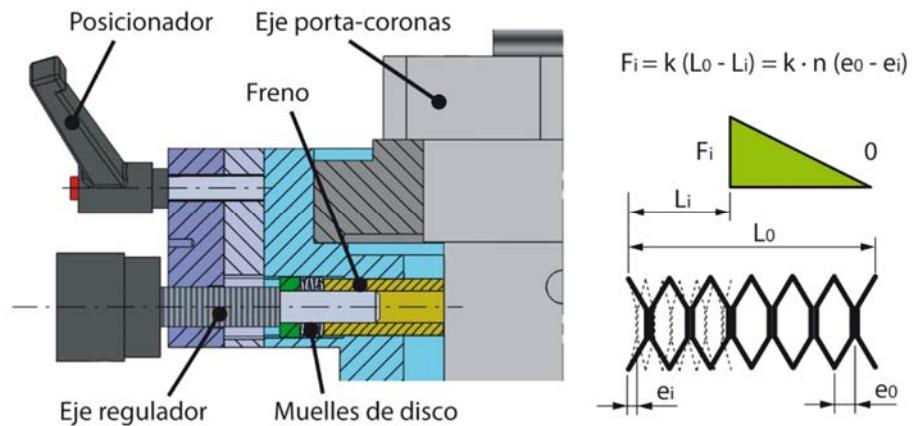


Figura 3.44 Regulación del freno del eje porta-coronas

### 3.5.6 Esquema de funcionamiento y software

Finalmente, el control de la máquina también se realiza desde un PC industrial. En este caso, el acceso al software y a la ejecución de ensayos puede hacerse mediante una pantalla táctil. Incluye una nueva versión de "Ultragear Pro V-Touch" que mejora el rendimiento y procesado de datos con respecto a su predecesor. Además, incorpora todas las herramientas y parámetros necesarios no sólo para la ejecución de los ensayos de rodadura a dos flancos sino también los de a un flanco. A pesar de los cambios, se ha mantenido su estructura principal por lo que se han ampliado el módulo de gestión de la medición que controla tanto el motor como las lecturas de los instrumentos de medida; el módulo de gestión de referencias de los engranajes donde se definen sus cálculos geométricos; el módulo de definición de ensayos que se encarga de tratar los resultados obtenidos; y la base de datos donde se guardan todos los datos y el historial de ensayos. Igualmente, tras concluir uno u otro ensayo, los resultados se muestran por pantalla, asignando automáticamente la calidad de la corona a verificar según los parámetros de rodadura obtenidos.

Por otro lado, aunque de configuración similar, en la Figura 3.45 se pueden apreciar las diferencias de conexión con respecto a la primera máquina. En este caso, todos los instrumentos de medida envían sus lecturas a las tarjetas PCI Heidenhain correspondientes. A su vez, la fuente alimenta el driver Faulhaber, conectado al PC mediante un cable RS232, que controla el accionamiento del motor.

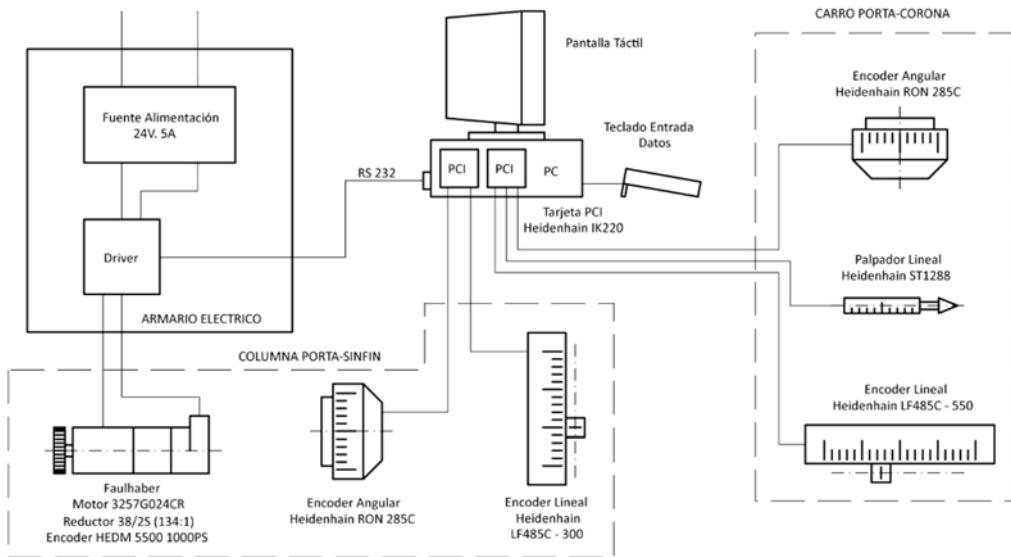


Figura 3.45 Esquema de conexión instrumentos de medida y accionamiento M2

# **4 CALIBRACIÓN DE EQUIPOS DE RODADURA**

---

En este capítulo se presenta la calibración de los dos equipos de ensayos de rodadura desarrollados en el capítulo anterior. En la introducción se muestra la situación de la normativa ISO que regula la evaluación de la instrumentación para la medición de engranajes. Ante la falta de normativa y de trazabilidad de las verificaciones por rodadura se propone un protocolo calibración periódica siguiendo las recomendaciones que ofrece AGMA para los equipos de verificación por rodadura a dos flancos para ejes paralelos. Por su parte, la calibración de la Máquina 1 se realizó mediante una MMC, por su reducido tamaño, y la Máquina 2 principalmente mediante interferometría láser. En ambas máquinas, se ha realizado la compensación numérica de los instrumentos de medida para finalmente determinar los errores residuales, que no pueden ser detectados ni corregidos, necesarios para la estimación de incertidumbre de la medición.

## **4.1 Introducción**

A principios de los años 90, el National Gear Metrology Laboratory (NGML) de Gran Bretaña realizó un estudio de la capacidad de medición del perfil de evolvente, de la distorsión y del paso acumulado de las empresas dedicadas a la fabricación de engranajes de dicho país [115]. Las pobres técnicas de medición, las insuficientes rutinas de calibración, el escaso control de las condiciones del entorno así como la falta de trazabilidad para los engranajes patrón detectadas dieron como resultado la publicación de unos códigos prácticos [116]–[119] por parte de la British Gear Association (BGA) en años posteriores. En ellos se establecieron algunas directrices principales de los procedimientos de medición y de los métodos de calibración en la medición de engranajes que han servido para desarrollar la normativa vigente actual.

Paralelamente, en Estados Unidos se intuía el mismo problema desde hacía tiempo por lo que AGMA hizo un trabajo similar tras conocer el informe de la BGA, aunque con un programa más limitado que sólo incluía mediciones del perfil de evolvente [115]. También AGMA por su parte publicó diversas normas que incluían

información acerca de las condiciones de calibración, requerimientos de precisión y determinación de la incertidumbre en la medición de engranajes como la ANSI/AGMA 2010-A94 [120], la ANSI/AGMA 2113-A97 [121], la ANSI/AGMA 2114-A98 [122], o la ANSI/AGMA 2015-1-A1 [22]. En 2002, la norma AGMA 931-A2 “Calibration of Gear Measuring Instruments and Their Application to the Inspection of Product Gears” [123] agrupaba en una sola toda la información de sus predecesoras junto con la aportación de los códigos prácticos de la BGA [116]–[119]. Todo este trabajo ha sido la base para el desarrollo de las actuales normas internacionales de evaluación e instrumentación para la medición de engranajes individuales ISO 18653:2003 [124] e ISO/TR 10064-5:2005 [125] por parte del grupo de trabajo ISO TC 60/WG2.

Tras esta experiencia previa, el Comité de Calibración de AGMA decidió que también era necesaria una estandarización similar para los métodos de evaluación de los equipos de ensayos a dos flancos. Por ello en 2005, después de realizar un estudio de la normativa, de las publicaciones y de las prácticas habituales existentes, se publicaron la ANSI/AGMA 2116-A05 “Evaluation of Double Flank Testers for Radial Composite Measurement of Gears” [96] y la AGMA 935-A05 “Recommendations Relative to the Evaluation of Radial Composite Gear Double Flank Testers” [97] donde se recoge un compendio de los métodos más comunes. Entre otras cosas, proporcionan una serie de directrices generales para la evaluación y cualificación de estos dispositivos, así como algunos métodos para la estimación de su incertidumbre de medida.

Sin embargo a día de hoy, no sólo no hay todavía una normativa internacional equivalente, sino que ni si quiera existe alguna otra norma de referencia similar que recoja información acerca de la calibración y verificación de este tipo de equipos. De hecho, la propia norma ANSI/AGMA 2116-A05 [96] considera que la medición y los procedimientos indicados podrían ser aceptados como válidos previa aceptación por las partes implicadas, fabricante y cliente. Tampoco hay normativa específica para la calibración de equipos de rodadura a un flanco, que por su configuración, no se podrían englobar totalmente ni dentro de la normativa de ensayos tangenciales actual ni dentro de la de ensayos de rodadura a dos flancos.

En cualquier caso, las recomendaciones principales de la normativa de validación de los equipos de medición de engranajes proponen una calibración inicial completa y posteriores inspecciones regulares de seguimiento que garanticen la adecuada alineación de los ejes y la precisión del sistema de medición. Además, también se recomienda el uso de artefactos calibrados trazables que puedan verificar el volumen completo de trabajo de la máquina aun asumiendo que los fabricantes aportan una serie de test aceptados que sirven como verificación interna. Por su condición de ensayos dinámicos, las posibles fuentes de error aumentan

considerablemente en este tipo de mediciones y por tanto la dificultad de su evaluación. A pesar de esta complejidad en la medición, existe repetibilidad lo que convierte el proceso en trazable. No obstante, el uso de los artefactos está muy limitado al hecho de que deben de ser dimensional y geométricamente muy similares a los engranajes a medir y además se hace necesario usar artefactos diferentes para evaluar cada parámetro. Debido a la gran diversidad de disposiciones y configuraciones posibles, por norma general esta situación genera rangos de medida calibrados en máquina muy pequeños o por el contrario mediciones con mayor incertidumbre a medida que aumenta el volumen de medición.

Por otro lado, el término “trazabilidad” implica una cadena ininterrumpida de comparaciones desde las medidas tomadas en el taller hasta los artefactos primarios de los laboratorios nacionales de referencia con todas las incertidumbres establecidas (Figura 4.1) [96], [124]. El laboratorio nacional posee la menor incertidumbre y esta se va incrementando a medida que se transfiere a lo largo de la cadena de mediciones hasta los instrumentos y máquinas del taller.

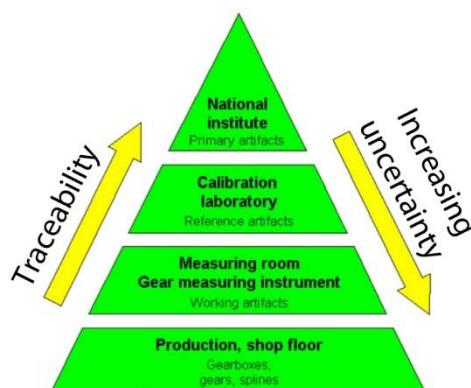


Figura 4.1 Jerarquía de calibración (fuente [124])

Actualmente sólo existen tres laboratorios primarios certificados en el mundo con la capacidad para dar trazabilidad de los artefactos de engranajes que cumplan con las especificaciones de la ISO/IEC 17025 [126]: el National Institute of Standards and Technology (NIST) de Estados Unidos, el National Institute of Advanced Industrial Science and Technology (AIST) de Japón y el Nationale Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB) de Alemania (Figura 4.2). Aun así estos laboratorios pueden dar solamente trazabilidad muy limitada de acuerdo a los artefactos patrón de los que disponen y de los parámetros habituales de la medición de engranajes como son perfil, distorsión y paso, cuantificando la incertidumbre de medida de acuerdo a la ISO 18653:2003 [124]. En cambio, al igual que ocurre con la normativa, los ensayos de rodadura son los grandes olvidados ya que ninguno de estos laboratorios está

acreditado al no existir un patrón nacional de referencia ni tampoco un procedimiento único de trazabilidad.

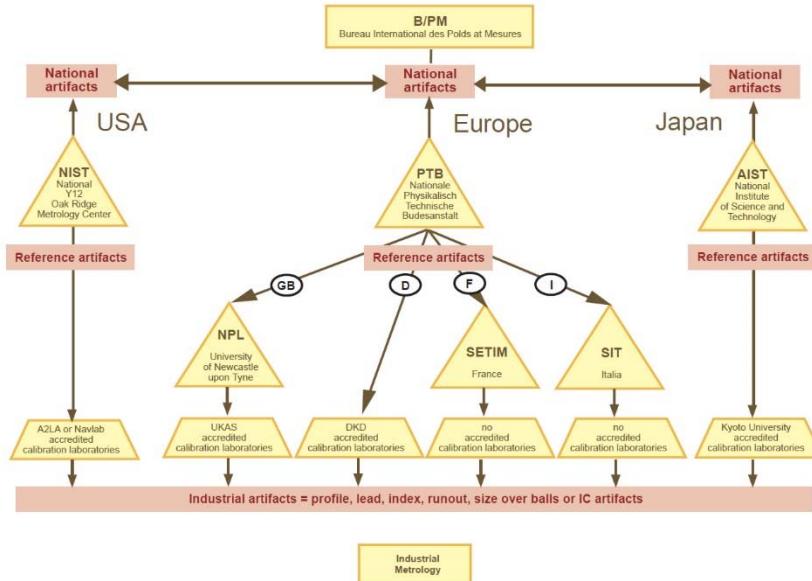


Figura 4.2 *Organización mundial de la trazabilidad de los artefactos de engranajes* (fuente [1])

## 4.2 Calibración en equipos de rodadura

Cualquier procedimiento de calibración de instrumentos o de GMIs debería realizarse de acuerdo a las recomendaciones establecidas por el fabricante, si las hubiese, o en su defecto que cumpliese con las indicaciones del código de prácticas de inspección ISO/TR 10064-5:2005 [125]. Por otro lado, parte de las recomendaciones que incluye la AGMA 935-A05 [97] para la evaluación de equipos de ensayos de rodadura a dos flancos, y parcialmente también aplicable a los de un flanco, son idénticas a la citada anteriormente ya que ambas están basadas en la AGMA 931-A2 [123]. En cualquier caso, es importante que el proceso de calibración se realice bajo las condiciones normales de operación así como que se adapte la precisión de la comprobación a los niveles de trabajo habitual de la máquina.

En los ensayos de rodadura, la estabilidad del entorno también afectará a la exactitud del proceso de calibración y por lo tanto a la medición de las piezas de producción. Es imprescindible por tanto, conocer y mantener las especificaciones del entorno requeridas durante la evaluación y el uso normal de la máquina [96], [97]. La calibración en un medio controlado de temperatura, humedad, vibraciones y limpieza principalmente aseguran la precisión de la medición. Además de los condicionantes propiamente ambientales, también se deberían tener en cuenta otro tipo de variables

del sistema de medición como son las alineaciones, paralelismos y perpendiculares entre los ejes; el tamaño y peso máximos de los engranajes así como la carga de comprobación; la velocidad de ejecución de los ensayos, el registro de los datos y la frecuencia de respuesta en los instrumentos de medida; e incluso las galgas, bloques patrón y artefactos calibrados empleados.

Según AGMA [96], [97], los artefactos calibrados son necesarios para verificar los desplazamientos lineales efectivos del sistema de medición dándole trazabilidad y así poder estimar la incertidumbre de medida. Para ello, su tamaño debería aproximarse al centro del rango de la máquina que se va a utilizar así como usar artefactos adicionales si fuese necesario verificar un volumen de trabajo más completo. Además, se deben fabricar en un material que garantice su estabilidad geométrica a lo largo del tiempo, teniendo que ser calibrados como mínimo cada tres años. Independientemente del tipo empleado es interesante definir y marcar unas superficies de referencia para emplearlas tanto en la calibración del propio artefacto como en la del equipo a verificar. Algunos modelos recomendados por la ANSI/AGMA 2116-A05 [96] y descritos con algo más de profundidad en la AGMA 935-A05 [97] serían:

- Un disco excéntrico, con runout conocido y representativo de la máxima variación compuesta radial, rodando contra un mandril fijo (Figura 4.3a). Este tipo de artefacto permite comprobar el movimiento de vaivén del carro introduciendo una cantidad de desplazamiento lineal conocido.

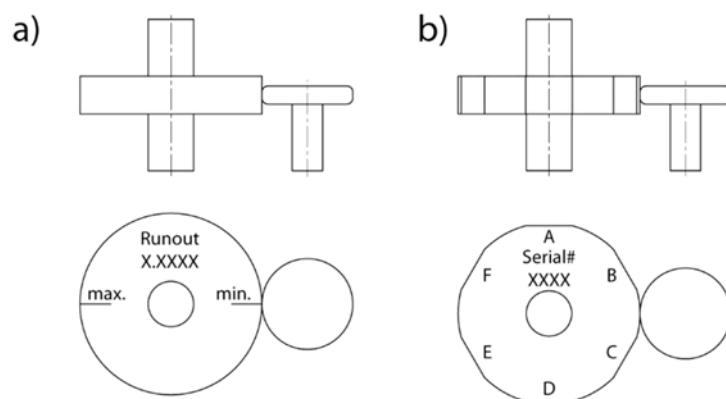


Figura 4.3 Artefactos calibrados; a) Disco excéntrico; b) Disco con planos (fuente [97])

- Un disco con varios planos rodando contra un mandril fijo de funcionamiento similar al anterior donde se conocen las diferencias de salto en cada uno de los planos (Figura 4.3b). Este artefacto también permite comprobar la exactitud del sistema de medida del carro. La diferencia está

en que los planos deberían representar los errores diente a diente, siempre y cuando se haga rotar al disco a la misma velocidad y con la misma carga del ensayo.

- Bloques patrón a partir de los cuales se puede evaluar la linealidad del sistema de medida así como la ganancia a partir de la diferencia entre lecturas. Como en los otros dos casos anteriores, estos artefactos no permiten comprobar la alineación de los ejes por lo que hay que verificarlos previamente a su empleo.

También pueden utilizarse parejas de ruedas dentadas como artefactos de calibración. Un ejemplo de ello sería:

- Dos engranajes patrón, rodando juntos, calibrados para desviaciones compuestas diente a diente y total así como para espesor de diente. Cualquier desviación durante la calibración es indicativo de la necesidad de comprobar las características de las alineaciones y del sistema de medición.
- Dos engranajes patrón con diferente módulo o ángulo de presión que se pueden usar para variar la cantidad de deformación testeada y chequear el sistema de respuesta. Modificando la velocidad de rotación se producen variaciones en las deformaciones del sistema de medida y los errores aparentes. A baja velocidad se determina una referencia y poco a poco se va incrementando hasta que no hay cambios, obteniendo así la velocidad límite.

Algunos de estos artefactos se usan para verificar el sistema de medición del movimiento lineal en los equipos de ensayos de rodadura a dos flancos y otros para comprobar la respuesta de la frecuencia. Aun así, hay que tener en cuenta que las evaluaciones con estos artefactos no sustituyen los test de alineación de los ejes, que se deben realizar en un paso previo antes de poder usarlos.

La calibración en equipos de rodadura para engranajes sínfín corona, como es nuestro caso, se presenta por tanto más complicada ya que ni existen engranajes patrón de referencia ni directrices claras por parte de la normativa. Además, el mero hecho de una disposición de ejes perpendiculares entre sí hace inviable el uso de ciertos artefactos o al menos dificulta su uso. Por ello, tras las alineaciones y comprobaciones oportunas de la orientación de los ejes, se ha optado por aplicar técnicas habitualmente empleadas en la calibración y verificación de máquina herramienta, MMCs y GMIs [127]–[132] además de seguir, en la medida de lo posible, las recomendaciones descritas por las normas anteriormente citadas de evaluación de equipos de verificación de engranajes [96], [97], [124], [125].

### 4.3 Verificaciones mecánicas iniciales

Como primer paso, previo a la calibración de un equipo, es necesario verificar y minimizar mecánicamente el error máximo de la alineación de los ejes así como de los desplazamientos lineales. Este debería estar siempre dentro de unos límites establecidos dependiendo de la precisión requerida [97], [125]. El control del paralelismo, perpendicularidad, excentricidad, linealidad y posicionamiento entre los diferentes elementos es importante no sólo inicialmente sino también durante todo el ciclo de vida útil de la máquina.

Al igual que ocurre con los artefactos de calibración, las especificaciones incluidas en las normas referentes a las verificaciones y alineaciones previas describen procedimientos para engranajes de ejes paralelos (Figura 4.4) y no perpendiculares como es nuestro caso. Los efectos de la desalineación, o falta de perpendicularidad, pueden expresarse en términos de variaciones del espesor de diente funcional y también de la distancia entre centros causando malos contactos en la transmisión [97]. Por ello, se proponen unas rutinas ejecutables de manera sencilla y efectiva mediante reloj comparador para comprobar su estado y realizar algún ajuste si fuese necesario.

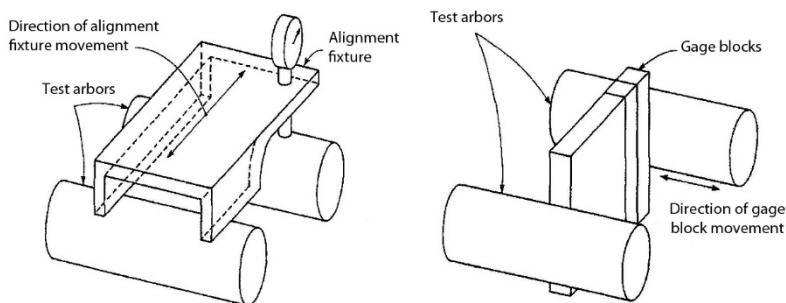


Figura 4.4 Alineación de ejes paralelos propuesto por AGMA 935 (fuente [97])

En cualquier caso, las condiciones del entorno durante las verificaciones deben ser las mismas que las estipuladas para la calibración y la ejecución de ensayos. Realizar todas estas labores dentro de un laboratorio metrológico o sala de verificación, como es el caso, da garantía de ello.

Las acciones más destacables del procedimiento a seguir son, en este orden, la verificación de la excentridad del eje porta-coronas así como la planitud de la cara de apoyo que se utiliza como referencia; la alineación entre sí de punto y contrapunto donde se aloja el sinfín patrón; la comprobación de la perpendicularidad entre los ejes; y finalmente una vez realizados estos pasos previos, la medición de los errores en los desplazamientos debidos al juego de las guías. La mayoría de los errores fruto de las desalineaciones, excentricidades o movimientos de los diferentes componentes

mecánicos podrían considerarse despreciables uno a uno. En cambio, la suma de todos ellos supone una gran influencia sobre los parámetros de medición de los ensayos de rodadura. En apartados posteriores se explica cómo estos errores se pueden corregir mediante software, procedimiento también conocido como compensación numérica, y cómo los valores residuales en cambio se incluyen como fuentes de error en el cálculo de la estimación de la incertidumbre de la medición [127].

#### 4.3.1 Verificación del eje porta-coronas

Antes de comprobar la posición de los ejes entre sí, se comienza con la verificación del eje porta-coronas. En primer lugar se mide la excentricidad del eje apoyando la base de un reloj comparador milesimal sobre el carro porta-coronas y situando el palpador en una dirección perpendicular a la superficie cilíndrica (Figura 4.5a). Se recomienda palpar como mínimo en tres alturas diferentes (en la parte inferior, en la central y en la superior) para descartar otro tipo de deformaciones como por ejemplo la flexión. En segundo lugar se realizan también comprobaciones de la planitud de la cara de apoyo sobre la que se asienta la cara de referencia de las coronas a ensayar (Figura 4.5b), utilizada tanto para el mecanizado como para el montaje de estas. Las posibles oscilaciones observadas durante el giro de al menos una vuelta y media permiten identificar la introducción de ciertos errores en los resultados de los ensayos. En concreto, cualquier excentricidad en el eje incide directamente en el parámetro de medición  $Fr''$ , y por lo tanto en el  $Fi''$ , incrementando o disminuyendo su valor según su orientación en la ejecución del ensayo.

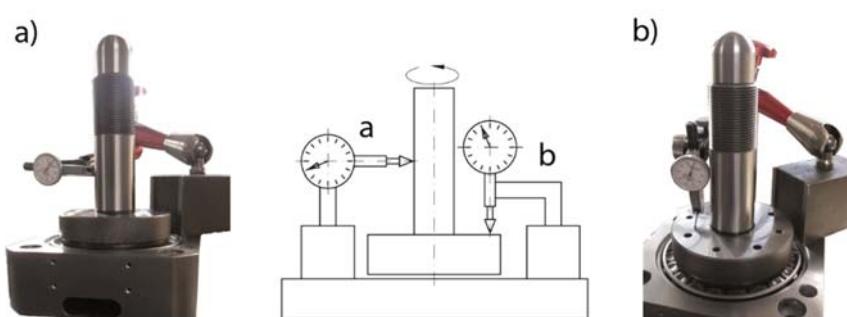


Figura 4.5 Verificación eje porta-coronas; a) Excentricidad; b) Planitud de la cara de apoyo

#### 4.3.2 Alineación entre punto y contrapunto porta-sinfín

El siguiente paso consiste en revisar la alineación entre punto y contrapunto donde se alojará el sinfín patrón. Para ello la base del reloj comparador milesimal se sitúa sobre el punto fijo (contrapunto) y el palpador se posiciona perpendicular a línea generatriz del punto giratorio (Figura 4.6). Las oscilaciones de la aguja durante la

rotación de al menos vuelta y media indican pequeñas desalineaciones en el eje que, como en el caso anterior, introducen variaciones en los parámetros  $Fi''$  y  $Fr''$  como consecuencia de la excentricidad generada durante el giro.

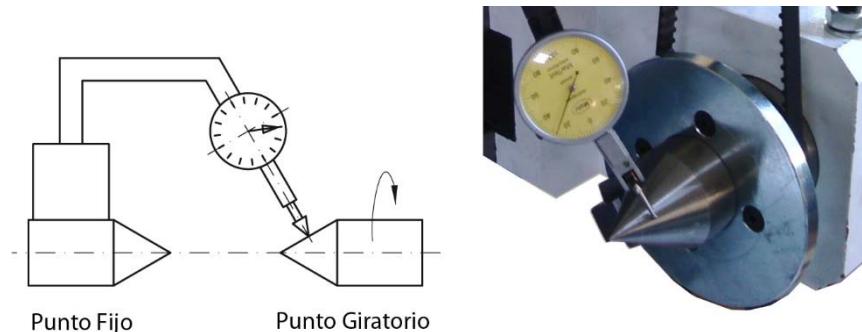


Figura 4.6 *Alineación punto y contrapunto porta-sinfín*

#### 4.3.3 Perpendicularidad entre ejes

Para terminar con la alineación de ejes, la perpendicularidad entre ellos se puede comprobar a partir del paralelismo entre el eje del sinfín y la cara de apoyo del porta-coronas. Para ello, colocando sobre esta última la base de un reloj comparador, se hace girar el eje porta-coronas el ángulo necesario para que se verifique que los puntos máximos palpados sobre los extremos de un cilindro calibrado, montado en la posición del sinfín, se encuentran a la misma altura entre sí [131] (Figura 4.7).

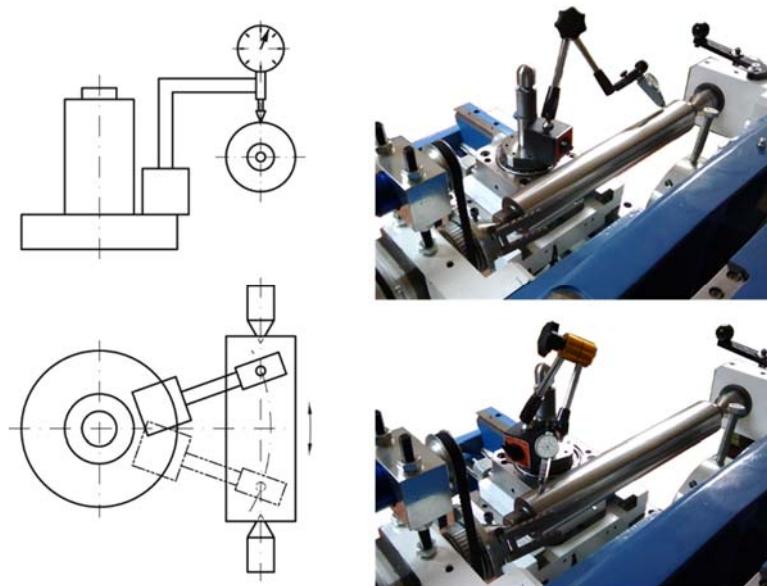


Figura 4.7 *Perpendicularidad entre ejes*

Las variaciones de ángulo entre los ejes son equivalentes al error del ángulo de la hélice en el tallado de los dientes por lo que su influencia puede resultar sumamente

significativa, por un lado desde el punto de vista funcional en casos de corrección de máquina de tallado, y por otro desde el punto de vista de la medición ya que, como se demuestra experimentalmente en el subapartado 5.5.1.3, afectan a los resultados.

#### 4.3.4 Medición de errores en las guías lineales

La última de las verificaciones mecánicas necesarias, antes de proceder a la calibración, consiste en determinar las desviaciones máximas que se producen durante el desplazamiento de los carros debido al juego de las propias guías. Aunque durante el ajuste final del montaje de los equipos se realizan inspecciones simples a lo largo del todo el recorrido de las guías mediante palpado de reloj comparador (Figura 4.8a), se obtiene mucha más información y precisión utilizando técnicas de interferometría láser (Figura 4.8b).



Figura 4.8 *Medición de errores en guías lineales; a) Reloj comparador; b) Interferómetro láser*

El movimiento de cada eje de una máquina se puede describir por seis grados de libertad: tres traslaciones y tres rotaciones aunque sólo uno de ellos es el movimiento nominal. Para un movimiento lineal, las seis componentes de error son el error de posición; dos errores de rectitud perpendiculares al nominal; un error de balanceo o giro respecto del eje de movimiento; y dos errores de giro respecto a los otros dos ejes llamados cabeceo y guiñada. La notación según la ISO 841 [133] determina como X, Y y Z los movimientos lineales y como A, B y C las rotaciones alrededor de X, Y y Z respectivamente (Figura 4.9). Los signos positivos siguen la regla de la mano derecha.

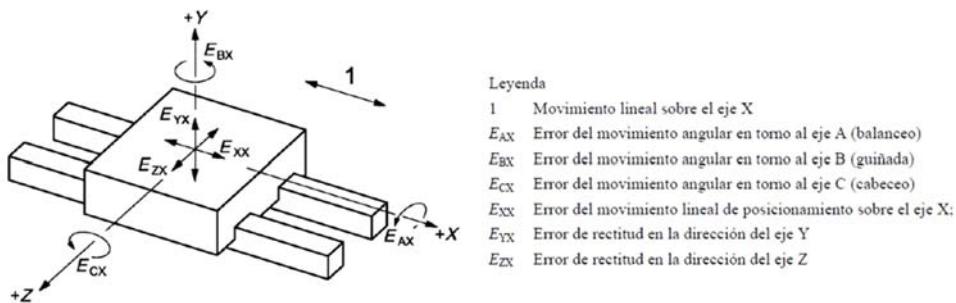


Figura 4.9 *Errores debidos al movimiento a lo largo de una línea recta (nominal) paralela al eje X (fuente [132])*

La interferometría láser es sin duda uno de los métodos directos más extendidos para medir y corregir los errores geométricos, siendo el interferómetro de láser estabilizado el que se ha convertido en el método más común en el posicionamiento de todo tipo de máquinas [127]. Para medir errores de posición se alinea el láser del interferómetro con el eje de interés y se compara con la lectura del encoder lineal de la máquina (Figura 4.10).

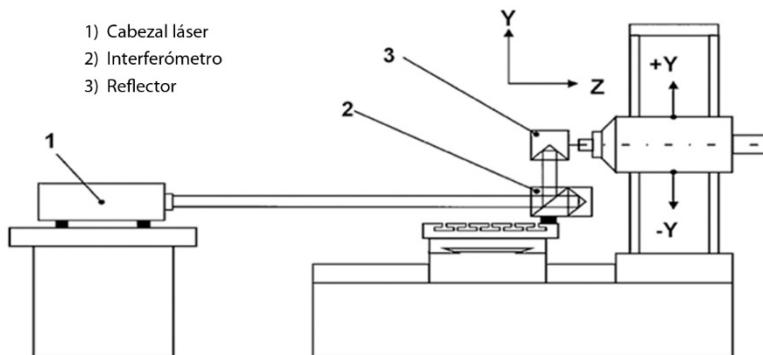


Figura 4.10 *Esquema del error de posición en eje Y mediante interferometría láser (fuente [127])*

Por otro lado, la rectitud es la medición de los desplazamientos laterales a lo largo del desplazamiento del eje principal de movimiento. Es habitual utilizar un prisma de Wollaston que divide el haz entrante en dos rayos polarizados formando un ángulo. Ambos son reflejados y reconducidos para generar una señal de interferencia que permite determinar el desplazamiento lateral (Figura 4.11a). En cambio, el error angular se mide generando dos rayos paralelos que son devueltos mediante dos reflectores (Figura 4.11b). Una de las limitaciones de este método es la imposibilidad de medir el balanceo mediante interferómetro y ópticas angulares, por lo que se usan métodos basados en la gravedad. Estos, como por ejemplo los niveles electrónicos, utilizan la dirección del vector gravedad como referencia metrológica de tal manera que permiten medir errores de movimiento angular alrededor de ejes horizontales.

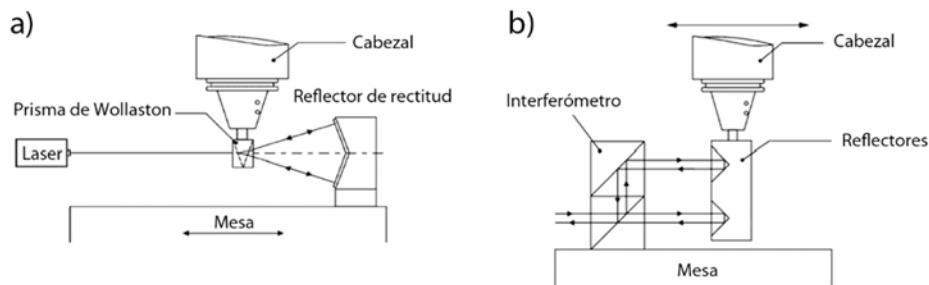


Figura 4.11 *Esquemas de medición mediante interferometría láser (fuente [127]); a) Error de rectitud; b) Error de cabeceo*

La información recopilada mediante estas técnicas no sólo permite determinar si el error está dentro de unos límites admisibles sino que, como veremos más adelante, puede ser utilizada tanto para la calibración y corrección de los instrumentos de medición como para estimar la incertidumbre de medida del equipo [127], [128], [130], [134].

#### 4.4 Calibración Maquina 1

Las dimensiones de la Máquina 1 han permitido su calibración mediante una Máquina de Medir por Coordenadas Zeiss WMM-850 con una incertidumbre expandida  $U_{99}$  ( $k=3$ ) de  $\pm 0,001$  mm. Fijándola directamente sobre la mesa de ésta, se ha realizado el palpado directo de sus elementos principales obteniendo así posición y orientación relativas de cada uno de ellos. De esta manera, es posible evaluar y corregir las distintas fuentes de error achacables a las desalineaciones, desplazamientos y lecturas de los elementos del equipo que intervienen en la medición.

Como artefactos de calibración, se han utilizado un cilindro patrón montado entre puntos en la posición del sínfin y el casquillo porta-coronas calibrado donde se alojan las coronas en los ensayos. Los diámetros en la zona de contacto de ambos cilindros rectificados, con una rugosidad máxima de  $0,4 \mu\text{m}$ , han sido calibrados con precisión mediante 10 mediciones en la MMC:

- Diámetro cilindro patrón sínfin ( $D_{ps1}$ ):  $41,8114 \pm 0,0003$  mm
- Diámetro casquillo corona ( $D_{pc1}$ ):  $74,9970 \pm 0,0001$  mm

Cuando las caras de los dos cilindros están en contacto (Figura 4.12a), la distancia entre sus centros, o lo que es lo mismo la distancia entre los ejes de la máquina, será igual a la suma de los radios medidos (4.1). El valor obtenido se podría denominar como distancia de calibración automática ( $a_{cal}$ ) y es fundamental tanto para la calibración inicial de la máquina como para sus posteriores calibraciones periódicas.

$$a_{ca1} = \frac{D_{ps1}}{2} + \frac{D_{pc1}}{2} = 58,4042 \text{ mm} \quad (4.1)$$

La calibración del equipo se realiza con el eje porta-coronas en su posición de "cero máquina", es decir con la columna retirada y bloqueada. A su vez hay que desplazar el carro porta-sinfín para situar el cilindro patrón a una distancia entre centros de 140 mm (*a*). Este proceso se realiza mediante galgas patrón (Figura 4.12b) y su valor se calcula a partir de la diferencia entre el valor nominal entre centros a utilizar y la distancia de calibración automática (4.2). De esta manera el punto de calibración inicial se sitúa en la previsible zona habitual de trabajo de la máquina minimizando así el error de posición entre las ruedas dentadas y por lo tanto garantizando mejores resultados en los ensayos.

$$g_{ca1} = a - a_{ca1} = 140 - 58,4042 = 81,596 \text{ mm} \quad (4.2)$$

En esta disposición, primeramente se palpan 20 puntos, 5 puntos en 4 filas, de la superficie cilíndrica del cilindro patrón mediante la MMC obteniendo la disposición de su eje. A continuación se realiza un palpado similar de otros 20 puntos, también de 5 puntos en 4 filas, del casquillo porta-coronas. Con esos datos ya es posible establecer unos ejes de referencia para el resto de mediciones en la MMC.

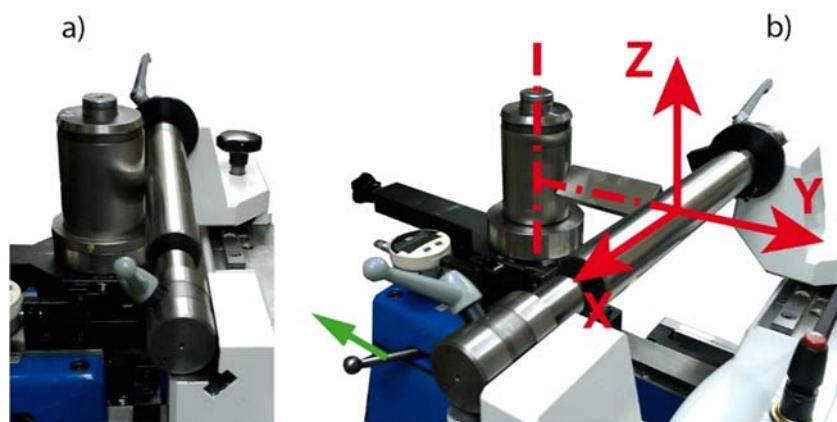


Figura 4.12 a) Posición de calibración automática; b) Calibración con galgas patrón e indicación de los ejes de referencia en MMC

Se considera como eje X el propio eje del sinfín tomando como sentido positivo el que va del punto motriz hacia el contrapunto. El eje Y, es la dirección perpendicular a la anterior y que además corta al eje de la corona en la mínima distancia posible, tomando como sentido positivo el que se aleja de este. Por último, el eje Z es el resultante del producto vectorial entre X e Y cuyo sentido positivo sale hacia arriba (Figura 4.12b). Con los ejes definidos, es posible determinar el volumen de seguridad para poder ejecutar ciclos automáticos de medición. Mediante palpado continuo de 5

arcos de circunferencia en el caso del sínfín y de 5 circunferencias completas en el caso de la corona, se recalculan los ejes en la posición inicial. También se comprueba que el eje Z coincide con la dirección normal de la cara de apoyo de la corona mediante el palpado de la superficie de esta.

El proceso de calibración consiste principalmente en comparar las lecturas de los instrumentos de medida de la máquina con los valores obtenidos en la MMC en múltiples posiciones de los ejes (Figura 4.13). Las principales desviaciones son fruto del error de coseno debidas a la desalineación entre la dirección de medición y la del desplazamiento; del error de Abbe al realizar la medición desplazada del propio instrumento; y de los errores generados por el juego entre los elementos que intervienen en el movimiento. Las diferencias obtenidas se corrigen directamente en el software del equipo y en cambio los valores residuales se incluyen como fuentes de error en los términos de la estimación de incertidumbre de la medición [127] (ver apartado 6.4.1).

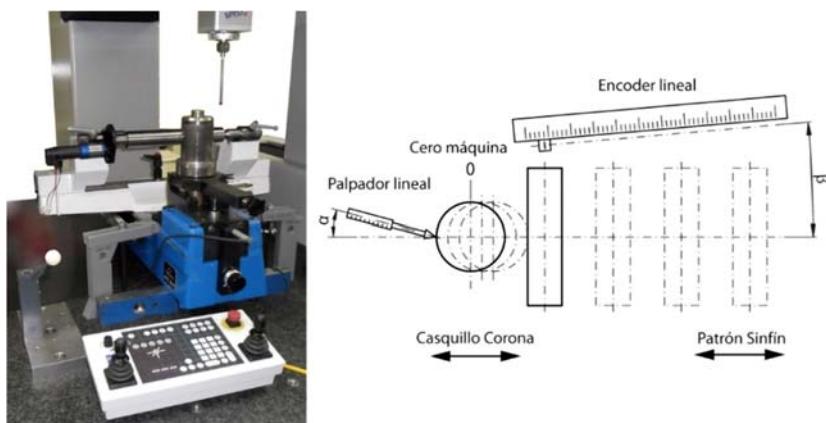


Figura 4.13 Esquema del proceso de calibración

Como se indica en el apartado 3.3, la Máquina 1 incorpora 3 instrumentos de medida: un encoder lineal Heidenhain LF 485C de 250 mm de longitud que determina la distancia nominal entre centros; un palpador lineal Heidenhain Specto ST 1288 que realiza las múltiples capturas de la variación entre centros que se produce durante el ensayo de rodadura a dos flancos; y por último, un reloj comparador electrónico Tesa Digico 305 M que indica la altura entre la cara de referencia de la corona y el eje del sínfín. Cada uno de ellos representa diferentes desplazamientos por lo que llevan asociadas compensaciones numéricas experimentales distintas e independientes.

#### 4.4.1 Compensación numérica encoder lineal M1 (Eje Y)

Según ISO 230-1:2012 [131], el error lineal de posicionamiento es el diferencia entre la mayor y la menor de las desviaciones a lo largo de las todas las posiciones evaluadas. Un convenio de evaluación del error lineal de posicionamiento podría ser

situar diez veces hacia un sentido y otras diez veces hacia el otro en cada posición, aunque la mayoría de las normas recomiendan cinco o más [127]. En el caso del encoder lineal y la calibración de la distancia entre centros de los ejes, se ha repetido una rutina del ciclo automático de medición del cilindro patrón sinfín cada 25 mm a lo largo de todo el rango de la máquina. Como puntos característicos para la comparación entre posición y posición se han tomado, como punto fijo, el punto de corte del eje porta-corona con el plano XY y, como punto que se desplaza, el punto de corte del eje X con el plano YZ (Figura 4.14). La distancia entre ambos puntos, medidos en la MMC, debe de coincidir con los valores corregidos del software de medición cuando se disponen los engranajes a la distancia nominal entre centros antes de comenzar el ensayo.

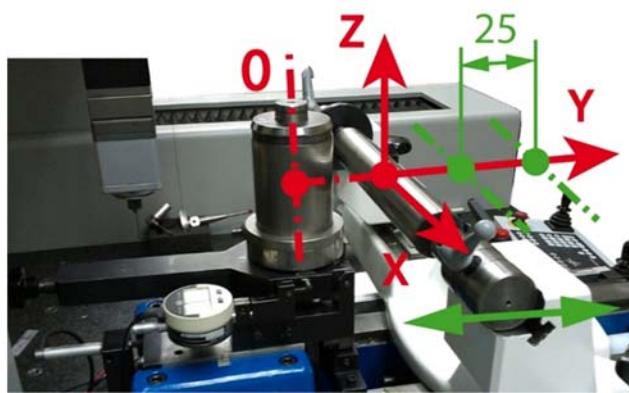


Figura 4.14 Compensación numérica distancia entre centros

El resultado es una compensación numérica lineal de acuerdo a la función (4.3) como aproximación a las mediciones obtenidas (Figura 4.15). Aplicando la corrección a dichos valores, se obtiene un error lineal de posicionamiento total de 10,7  $\mu\text{m}$ . Este error, se considera residual y es utilizado posteriormente en el balance de incertidumbre.

$$y = -0,0004x + 0,0103 \quad (4.3)$$

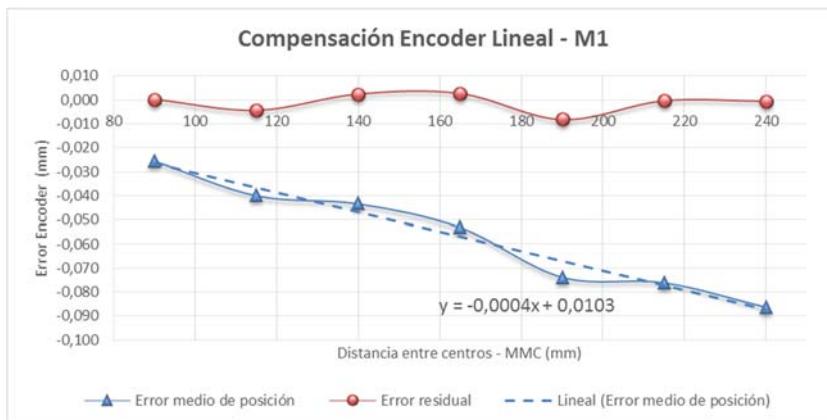


Figura 4.15 Gráfica compensación lectura encoder lineal

#### 4.4.2 Compensación numérica palpador lineal M1 (Eje Y1)

Para la calibración del palpador lineal, se ha seguido la misma metodología que en el caso anterior. Se han utilizado intervalos de 0,4 mm a lo largo de la mayor parte del desplazamiento y de 0,2 mm en la zona próxima al “Cero Máquina” por ser esta la zona habitual de trabajo durante los ensayos de rodadura a dos flancos y por tanto más sensible a las posibles desviaciones. Al tener un movimiento libre sin ningún tipo regulación, el control de la posición del carro porta-coronas hay que realizarlo por empuje del carro porta-sinfín. Casquillo porta-coronas y cilindro patrón se ponen en contacto desde la posición de “Cero Máquina” y tras liberar el carro, la fuerza del sistema elástico consigue que ambos estén en contacto seleccionando así las posiciones a medir con la MMC. Como punto característico para comparar cada posición se utiliza de nuevo el punto de corte del eje porta-coronas con el plano XY (Figura 4.16).

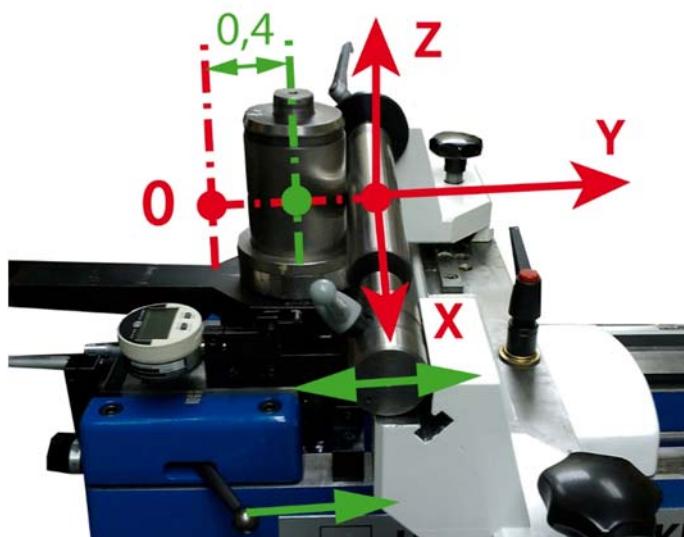


Figura 4.16 Compensación numérica palpador lineal

En este caso, la compensación que mejor se adapta al comportamiento registrado es la de un polinomio de segundo grado según la función (4.4). Posiblemente al error de seno se le han sumado pequeñas deformaciones de flexión del eje que se van incrementando a medida que nos acercamos al cero máquina ya que cada vez es mayor la fuerza ejercida por el sistema elástico sobre el conjunto de la columna. Con los valores obtenidos (Figura 4.17), se ha calculado que el error lineal de posicionamiento total es de 7,5  $\mu\text{m}$ . También se considera como error residual que se incluye en el cálculo de incertidumbre.

$$y = 0,0002x^2 - 0,0146x + 0,0019 \quad (4.4)$$

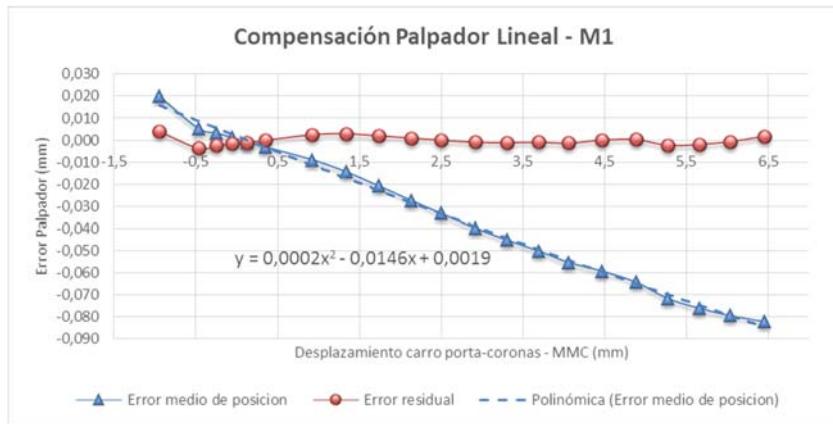


Figura 4.17 Gráfica compensación lectura palpador lineal

De estos resultados es importante matizar dos cosas. La primera es aclarar que el rango de trabajo del palpador lineal es muy pequeño, de 0 a 0,3 mm como máximo, por lo que el error de posición durante la ejecución de un ensayo de rodadura se reduce considerablemente hasta 1,5  $\mu\text{m}$ . La segunda es que la corrección del palpador lineal se hace a lo largo de todo ese recorrido porque existe lo que se denomina como “Calibración Automática” (ver apartado 4.6.1), que es uno de los posibles métodos de calibraciones periódicas. Esta consiste en localizar automáticamente el punto exacto donde hacen contacto casquillo porta-coronas y cilindro patrón. La suma de la lectura corregida del palpador en ese punto más la suma de los radios de estos, denominada anteriormente como distancia de calibración automática ( $a_{ca1}$ ), será igual a la distancia calibrada entre centros de los ejes ( $a$ ).

#### 4.4.3 Compensación numérica reloj comparador M1 (Eje Z)

Por último, se ha realizado la calibración del sistema que regula la posición relativa de altura entre los tallados de sínfin y corona. Siguiendo los pasos de las compensaciones anteriores, las lecturas de MMC y reloj se comparan en varias posiciones a partir de la medida nominal de 35,000 mm, en intervalos de 0,02 mm en ambos sentidos. La evaluación se realiza midiendo la distancia entre el plano XY y la cara de apoyo de la corona a través de los puntos de corte de dichos planos con el propio eje porta-coronas (Figura 4.18).

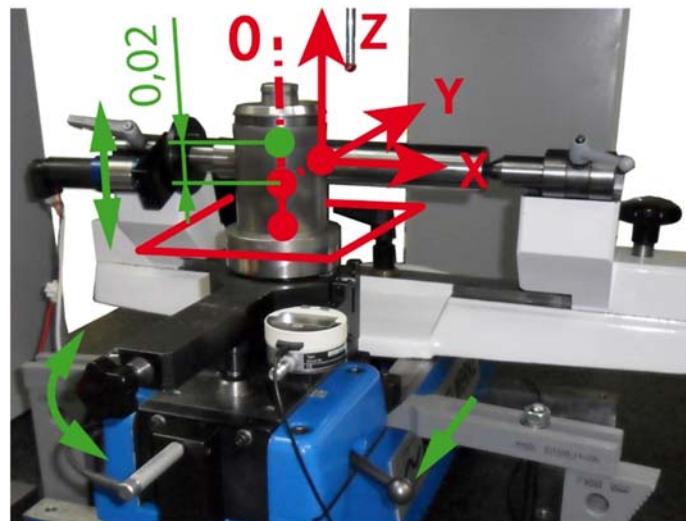


Figura 4.18 Compensación numérica altura de engrane

La compensación resultante, de tipo lineal según la función (4.5), incluye la corrección del sistema de palancas (ver apartado 3.4.5) sobre la que el reloj realiza la medición ya que ésta no es directa sino proporcional al desplazamiento en altura (Figura 4.19). El error de posición lineal generado por el sistema a lo largo de la dirección Z es de 3,9  $\mu\text{m}$ .

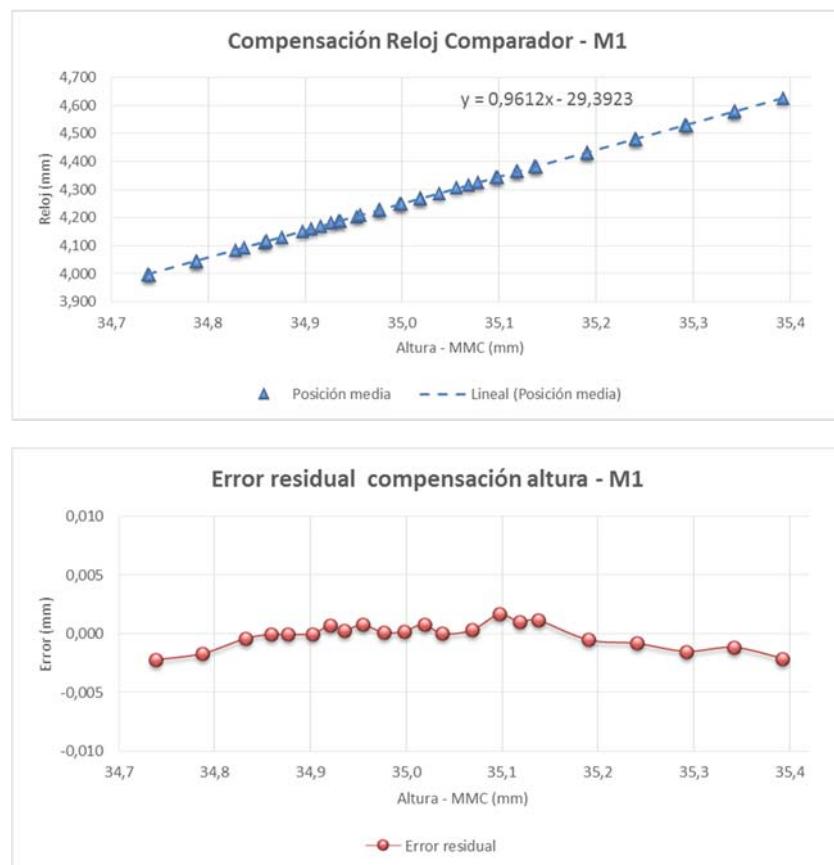


Figura 4.19 Gráficas de compensación lectura reloj comparador

$$y = 0,9612x - 29,3923 \quad (4.5)$$

#### 4.4.4 Resto de errores M1

De todos los movimientos posibles del equipo, el desplazamiento del carro porta-sinfín es el que mayor recorrido tiene y por lo tanto está sujeto a mayor número de posibles desviaciones. El resto de movimientos, tanto el de vaivén del carro portacoronas como la regulación en altura, trabajan en una zona relativamente pequeña con errores despreciables más allá de los errores residuales de la compensación numérica de la posición. La compensación del encoder lineal mediante la MMC del apartado anterior sólo corrige las desviaciones en dirección Y que se producen como resultado de los efectos de los errores de posición, cabeceo y guiñada (Figura 4.20).

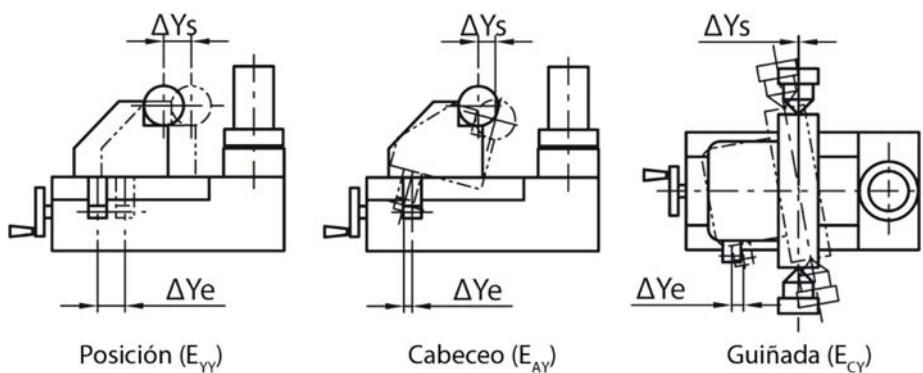


Figura 4.20 *Errores corregidos mediante la compensación del encoder lineal*

El resto de errores geométricos debidos a este desplazamiento no son detectados por el encoder por lo que a priori parece que no se tendrían que considerar. Sin embargo, algunos de ellos pueden tener gran influencia sobre los valores obtenidos en los parámetros de ensayos de rodadura así como en el cálculo de incertidumbre de la medición. Por ejemplo, las contribuciones en dirección Z de los errores de rectitud, cabeceo y balanceo (Figura 4.21) no modifican la distancia entre centros pero sí la altura de engrane.

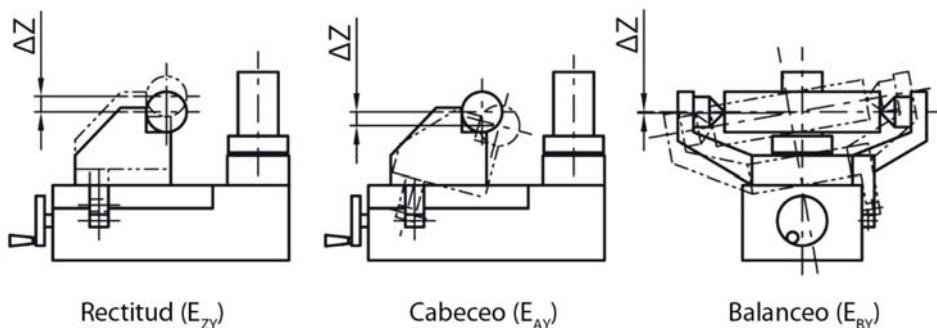


Figura 4.21 *Errores en dirección Z no compensados*

Las mediciones en la MMC determinan que el rango de variación en altura es de 35  $\mu\text{m}$  si se considera todo el recorrido del equipo (Figura 4.22). Este valor, nada despreciable, implica por tanto ciertos efectos en la incertidumbre de medición de la rodadura en función de la posición del carro porta-sínfín independiente del reloj comparador.



Figura 4.22 *Error del sínfín en el eje Z por el desplazamiento en dirección Y*

Por otro lado, los errores de la otra rectitud, guiñada y balanceo también provocan a su vez desplazamiento no detectado por el encoder lineal durante el movimiento del carro porta-sínfín en la dirección X (Figura 4.23). La principal diferencia con el anterior es que solamente se modifica el punto inicial de engrane, por girar ligeramente el contacto, no afectando al resultado de los ensayos.

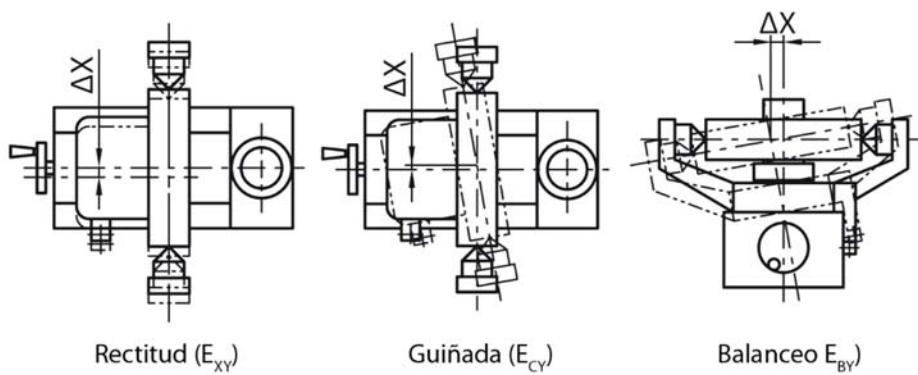


Figura 4.23 *Errores en dirección X no compensados*

Ha quedado palpable que, así como el error de posición y los de rectitud son una influencia clara en la dirección de su correspondiente eje, los errores de giro se tienen que descomponer en función del plano en el que se produzcan. Unos son compensados, otros tenidos en cuenta como fuente de incertidumbre y el resto no tienen una acción directa sobre los resultados de los ensayos de rodadura. Aun así, todo este análisis de errores no incluye un efecto importante fruto del balanceo ( $E_{BY}$ ) como consecuencia de modificar el ángulo entre el eje de la corona y el del sínfín. Este fenómeno no ocurre con el resto de errores ya que es el único que cambia la perpendicularidad entre ambos.

Los valores obtenidos en la MMC se han corroborado con un nivel electrónico Fowler Wyler Minilevel 54-810-200 determinando que el error  $E_{BY}$  máximo es de 74 arcosegundos en el total del desplazamiento (Figura 4.24). Este efecto es igual a un error en el tallado del ángulo de la hélice de los engranajes, por lo que su influencia puede ser importante tanto en los resultados de los ensayos de rodadura como en la corrección del tallado.

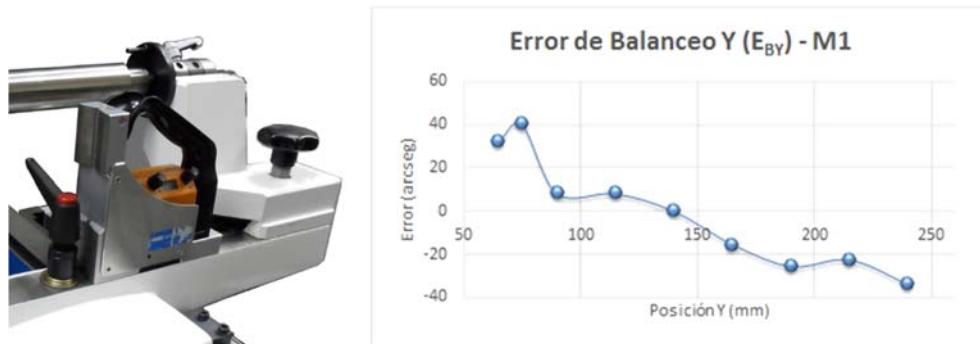


Figura 4.24 Error de balanceo  $E_{BY}$  del carro porta-sinfín

#### 4.4.5 Resumen de los valores obtenidos en la calibración de la máquina 1

Mediante la calibración del equipo se han compensado las lecturas de los instrumentos de medida. No obstante, ya se ha visto que hay una serie de errores residuales que no se pueden corregir y por lo tanto deben incluirse como términos de incertidumbre a la hora de determinar la precisión de la máquina. En este subapartado, se resumen todos estos valores de la máquina 1 para poder hacer un adecuado análisis posterior (Tabla 4.1).

La tabla que recoge la información incluye dos errores diferentes. El primero de ellos indica el error total de los recorridos máximos de la máquina. Para el segundo, solamente se ha considerado la zona habitual de trabajo, reduciendo la incertidumbre de medición al hacerlo el volumen de verificación. De esta manera, la estimación de la incertidumbre es mucho más ajustada y cercana a la realidad.

En condiciones normales de trabajo, las distancias entre centros en las que se desplaza el carro porta-sinfín oscilan entre 115 y 190 mm. A su vez, el movimiento del carro porta-coronas es muy pequeño variando como máximo entre 0 a 0,3 mm durante la ejecución de los ensayos de rodadura a dos flancos. Por su parte, el desplazamiento en el eje Z también es bastante limitado siendo en algunos casos hasta de  $\pm 0,1$  mm con respecto a la medida nominal de 35 mm determinada por el casquillo porta-coronas.

*Tabla 4.1 Resumen errores en M1*

Parámetro afectado	Tipo de error	Error total	Error zona trabajo
Distancia entre centros (Y)	Error posición sínfín	10,7 $\mu\text{m}$	10,7 $\mu\text{m}$
Distancia entre centros (Y1)	Error posición corona	7,5 $\mu\text{m}$	1,5 $\mu\text{m}$
Altura (Z)	Error posición altura corona	3,9 $\mu\text{m}$	1,7 $\mu\text{m}$
Altura (Z)	Error rectitud sínfín en Z	35 $\mu\text{m}$	18,3 $\mu\text{m}$
Perpendicularidad entre ejes	Error de balanceo sínfín $E_{BY}$	74 arcseg	34 arcseg

Los errores en la distancia entre centros, en la altura o en el ángulo entre los ejes no afectan por igual a los parámetros de los ensayos de rodadura, sino que cada uno de ellos influye de manera diferente sobre la incertidumbre de medida. Todo esto se aborda en profundidad en el apartado 5.5.1, y es fundamental para la correcta estimación global de la incertidumbre de medición.

## 4.5 Calibración Máquina 2

El segundo equipo descrito en esta tesis se ha ajustado y calibrado en una sala de verificación con ambiente controlado, donde permanecerá para realizar tareas de inspección. Para ello se ha utilizado un interferómetro láser Renishaw XL-80, cuya precisión lineal es  $\pm 0,5 \text{ ppm}$  y angular  $\pm 1 \mu\text{m}/\text{m}$ , y un nivel electrónico Fowler Wyler Minilevel 54-810-200, con error del 2% (Figura 4.25).



Figura 4.25 Medición mediante interferometría láser y nivel electrónico en M2

La estrategia de calibración seguida es similar a la empleada con el otro equipo. En este caso, las lecturas de los diferentes instrumentos de medición instalados en el equipo se comparan con los valores obtenidos mediante interferometría (ver **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**) para minimizar el error mediante compensación numérica en el software. Posteriormente, los errores residuales de las correcciones aplicadas junto con los errores geométricos en el desplazamiento de los diversos elementos debidos a imperfecciones en las guías, se integrarán como términos de incertidumbre en los resultados de los ensayos de rodadura (apartado 5.4). Este tipo de procedimientos se suelen emplear en la calibración de GMIs ya que al haber demasiadas fuentes de error implicadas es mejor cuantificarlas, compensarlas donde

sea posible, y finalmente valorar sus efectos en el balance de incertidumbre de la calibración [130].

Por su diseño, la disposición de los elementos en esta segunda máquina es diferente a la anterior (ver apartado 3.5.2). La corona va montada sobre un carro principal que posiciona las ruedas dentadas a la distancia nominal entre centros y además, en su parte superior, sobre otro carro secundario que es el que realiza el movimiento de vaivén en el ensayo de rodadura a dos flancos. En cambio, el movimiento del sinfín se reduce exclusivamente a la regulación en altura. La ventaja de esta distribución es que se puede situar el origen en el punto de intersección entre ambos ejes, sinfín y corona, manteniendo fija la posición de uno de ellos. Como eje X se considera la dirección del desplazamiento horizontal del carro principal porta-coronas siendo el sentido positivo el alejamiento de los ejes. El desplazamiento vertical del carro porta-sinfín, perpendicular al anterior, se define como Z con sentido positivo de abajo a arriba. El eje Y, perpendicular a los anteriores y fruto de su producto vectorial, coincide con el eje del sinfín y sentido positivo el que va del contrapunto al punto motriz (Figura 4.26).

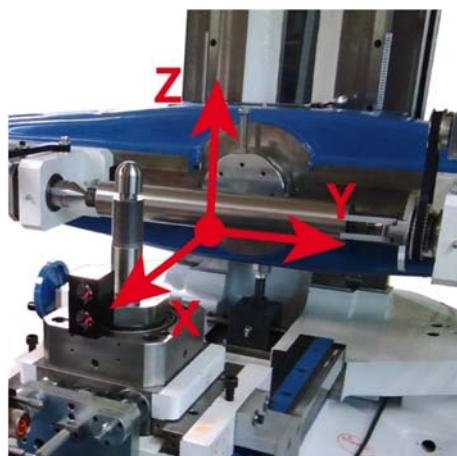


Figura 4.26 Disposición de los ejes en Máquina 2

De esta manera, se puede establecer el “cero máquina” a partir de un cilindro patrón situado entre puntos en la posición del sinfín y el propio eje rectificado del carro porta-coronas, considerándolos como artefactos patrón.

Las dimensiones de ambos, establecidas con precisión mediante la MMC, son:

- Diámetro cilindro patrón sinfín ( $D_{ps2}$ ):  $54,7957 \pm 0,0002$  mm
- Diámetro eje corona ( $D_{pc2}$ ):  $34,9954 \pm 0,0003$  mm

La distancia de calibración automática ( $a_{ca2}$ ) de este equipo por tanto, equivalente a la distancia entre ejes cuando ambas superficies cilíndricas están en

contacto (Figura 4.27a), será igual a la suma de los radios medidos (4.6). Este valor es indispensable para poder realizar una calibración periódica en cualquier momento.

$$a_{ca2} = \frac{D_{ps2}}{2} + \frac{D_{pc2}}{2} = 44,8955 \text{ mm} \quad (4.6)$$

Hay que tener en cuenta que si la calibración se prefiere ejecutar en el punto de trabajo según el tamaño de los engranajes a verificar, habrá que situar los ejes a la distancia nominal entre centros (a) utilizando galgas patrón (Figura 4.27b). Un ejemplo habitual podría ser disponer los ejes a 170 mm que implica una galgada ( $g_{ca2}$ ) de acuerdo a la ecuación (4.7).

$$g_{ca2} = a - a_{ca2} = 170 - 44,8955 = 125,104 \text{ mm} \quad (4.7)$$

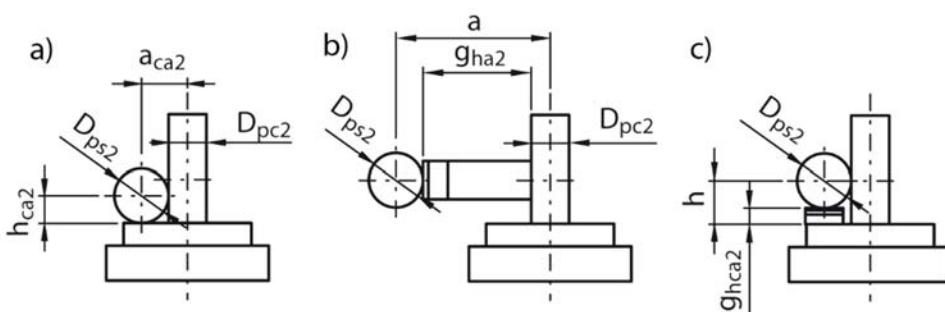


Figura 4.27 *Calibración del origen sistema de referencia; a) Punto de calibración automática; b) Calibración distancia entre centros mediante galgas; c) Calibración altura mediante galgas*

Por otro lado, la calibración en altura también se puede hacer por contacto directo entre el cilindro patrón la cara de referencia del porta-coronas (4.8) (Figura 4.27a). No obstante, se obtienen mejores resultados calibrando a la altura nominal de ensayo utilizando galgas patrón por tener mayor sensibilidad (Figura 4.27c). La ecuación (4.9) muestra un ejemplo de las galgas necesarias ( $g_{hca2}$ ) para una altura de calibración (h) de 40 mm, medida habitual de trabajo.

$$h_{ca2} = \frac{D_{ps2}}{2} = 27,3978 \text{ mm} \quad (4.8)$$

$$g_{hca2} = h - h_{ca2} = 40 - 27,3978 = 12,602 \text{ mm} \quad (4.9)$$

La máquina 2 controla la posición entre ejes con la lectura de 3 instrumentos de medida (ver apartado 3.3): un encoder lineal Heidenhain LF 485C de 550 mm de longitud que determina la distancia nominal entre centros; un palpador lineal Heidenhain Specto ST 1288 que se encarga de medir la variación entre centros en el ensayo de rodadura a dos flancos; y por último, para indicar la posición del eje del sínfin con respecto a la cara de referencia del porta-coronas, otro encoder lineal Heidenhain

LF 485C de 300 mm de longitud. Como en el primer equipo, cada uno de ellos representa diferentes desplazamientos lineales y por lo tanto llevan compensaciones numéricas experimentales independientes.

#### 4.5.1 Compensación numérica encoder lineal horizontal M2 (Eje X)

La comparación entre las lecturas del encoder y los valores proporcionados por el interferómetro láser se ha realizado en intervalos de 10 mm en la zona previsible de trabajo del equipo, hasta 200 mm, y de 25 mm en el resto del recorrido. Las ópticas móviles se han situado sobre el eje porta-coronas lo más cercanas posibles a la posición de cualquier corona a verificar (Figura 4.25). La compensación del encoder lineal del carro porta-coronas incluye todos los efectos que modifican la distancia entre centros de los ejes debidos al desplazamiento a lo largo de la dirección X. Esto implica que el error de posicionamiento obtenido incluye también los influjos del error de cabeceo  $E_{BX}$  y de guiñada  $E_{CX}$  (Figura 4.28).

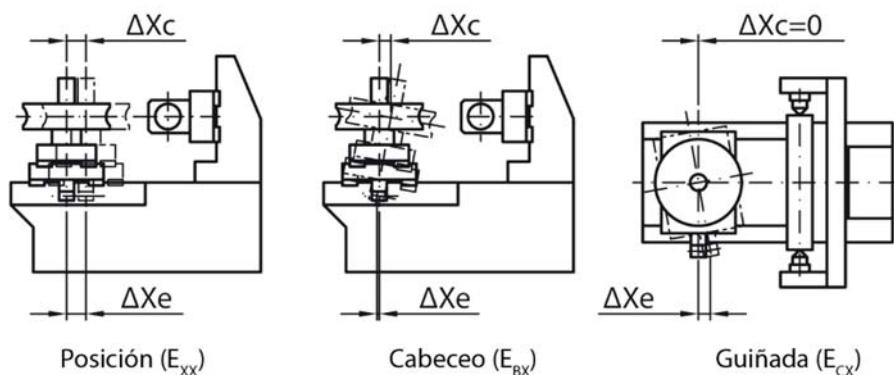


Figura 4.28 *Errores incluidos en la compensación del encoder lineal del eje X en M2*

Según los datos obtenidos, la función de corrección que mejor se adapta al comportamiento del carro porta-coronas y como consecuencia minimiza el error de posición es un polinomio de quinto grado (4.10). Con esta compensación se consigue un error lineal de posicionamiento de 3,2  $\mu\text{m}$  para todo el recorrido (Figura 4.29).

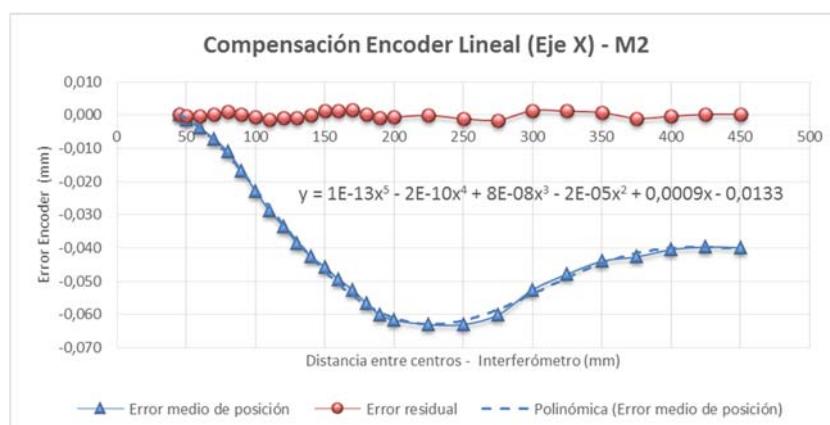


Figura 4.29 Gráfica de la compensación del encoder lineal (Eje X) en M2

$$y = 1 \cdot 10^{-13}x^5 - 2 \cdot 10^{-10}x^4 + 8 \cdot 10^{-8}x^3 - 2 \cdot 10^{-5}x^2 + 0,0009x - 0,0133 \quad (4.10)$$

#### 4.5.2 Compensación palpador lineal M2 (X1)

La compensación del palpador lineal se ha calculado mediante intervalos de 0,050 mm en el primer tramo y zona habitual de trabajo del ensayo a dos flancos, desde la posición de bloqueo hasta 1 mm. El resto de la calibración se ha realizado cada 0,5 mm hasta 3 mm y cada 1 mm hasta 5 mm (Figura 4.30). El propio sistema que permite liberar el carro secundario tiene también la capacidad de situarlo en cualquier posición deseada a lo largo de un eje paralelo a X (X1). Aplicando una corrección lineal según la función (4.11), se obtiene un error de posición de 0,4  $\mu\text{m}$ .

$$y = -0,00027x + 0,00017 \quad (4.11)$$



Figura 4.30 Gráfica de la compensación del palpador lineal (Eje X1) en M2

Como el rango de trabajo del carro secundario es muy pequeño, sobretodo comparado con el del carro principal, se asume que el resto de errores tanto los de rectitud como los de giro se pueden considerar despreciables. Un ejemplo de las mediciones realizadas que lo demuestran es el del error de rectitud E<sub>YX1</sub>, que como se puede apreciar en la Figura 4.31 está por debajo de 0,4  $\mu\text{m}$  y por lo tanto dentro de la incertidumbre de la corrección del error de posición.

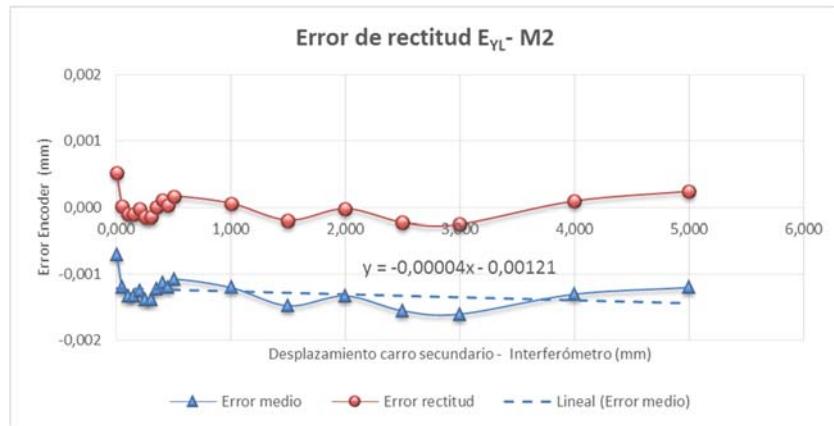


Figura 4.31 Gráfica del error de rectitud EYX1 en M2

#### 4.5.3 Compensación numérica encoder lineal vertical M2 (Eje Z)

Como el acceso para la evaluación del comportamiento del carro porta-sinfín durante su desplazamiento lineal a lo largo del eje Z es limitado, ha sido necesario utilizar una óptica con espejo giratorio que refleja el haz del láser a 90° (Figura 4.32). Tanto la sujeción como la alineación de las ópticas resultan complicadas y de hecho, sólo ha sido posible realizar mediante interferometría la medición del error de posición de al menos una tercera parte del recorrido. La calibración de toda esa zona se considera suficiente a día de hoy ya que el rango de trabajo habitual es de 30 a 50 mm. Durante la fase de diseño se consideró la posibilidad de dotar al equipo con un mayor recorrido de lo necesario. De esta manera, se abre la posibilidad a futuras ampliaciones de las capacidades de la máquina que, llegado el momento, necesitará de una nueva calibración completa.

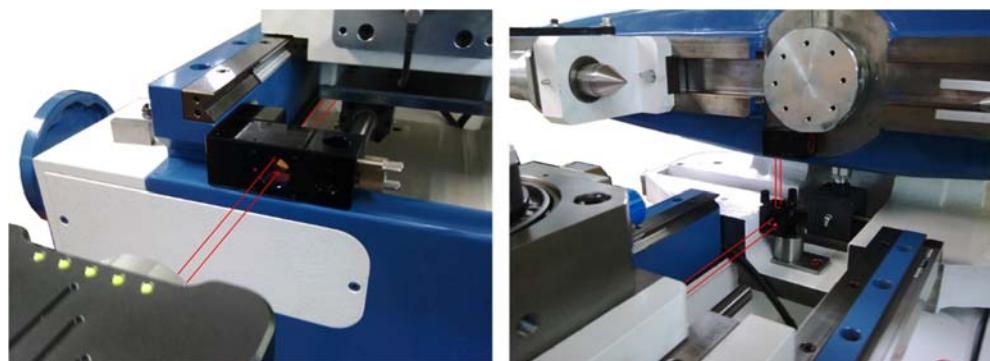


Figura 4.32 Montaje ópticas para medición del error de posicionamiento Ezz

La corrección de las lecturas del encoder durante dicho desplazamiento incluye el propio error de posición Ezz, el de guiñada EAZ y el error de cabeceo EBZ (Figura 4.33), aunque este último sólo parcialmente por estar la óptica de medición desplazada con respecto al eje del sinfín.

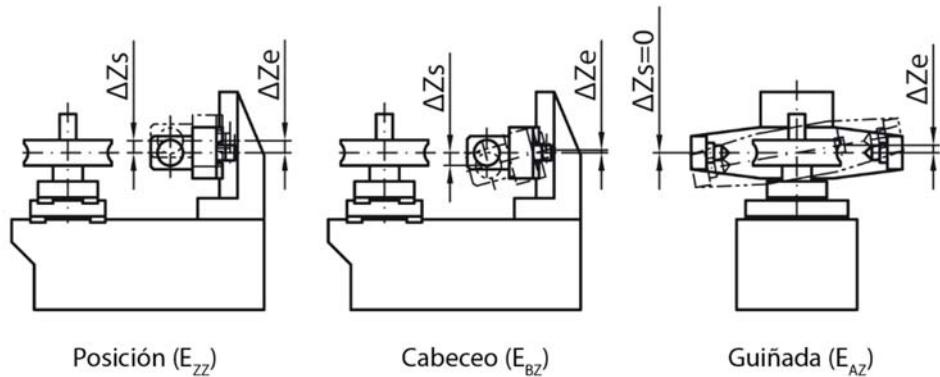


Figura 4.33 *Errores incluidos en la compensación del encoder lineal del eje Z en M2*

La calibración se realiza desplazando verticalmente el carro porta-sinfín en intervalos de 5 mm, desde su origen, comparando su posición con los valores registrados por el interferómetro (Figura 4.34). La compensación que mejor se adapta es una función polinómica de grado cinco (4.12), cuyo error residual de posicionamiento es de 4,3 µm.

$$y = 2 \cdot 10^{-11}x^5 - 4 \cdot 10^{-9}x^4 + 2 \cdot 10^{-7}x^3 - 8 \cdot 10^{-6}x^2 + 0,0001x - 0,0041 \quad (4.12)$$

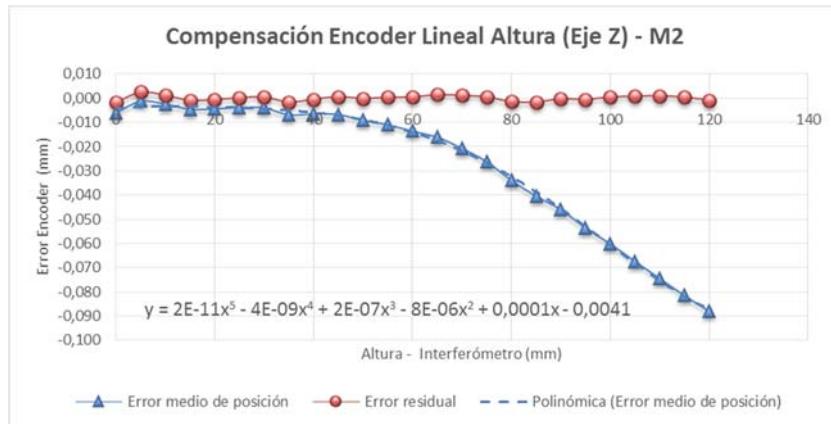
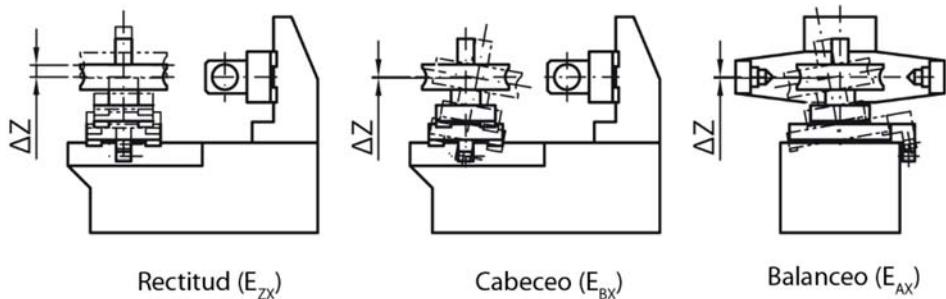


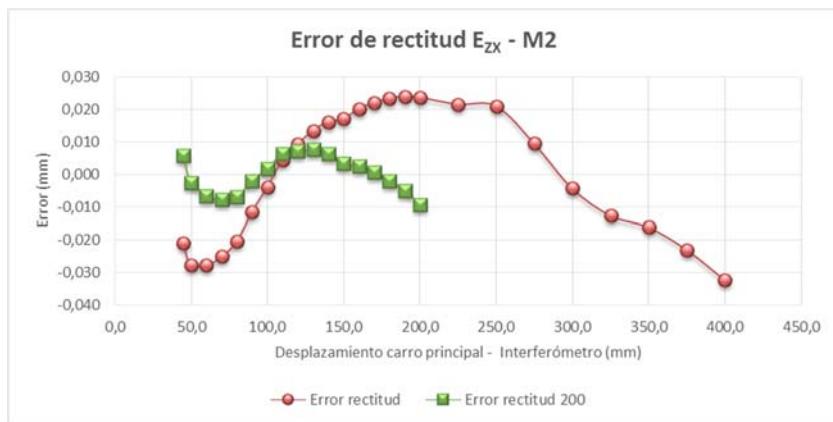
Figura 4.34 *Gráfica de la compensación del encoder lineal vertical (Eje Z) en M2*

#### 4.5.4 Resto de errores por desplazamiento del carro porta-coronas M2 (Eje X)

Tal y como se ha descrito anteriormente en la calibración de la primera máquina, las compensaciones numéricas de los instrumentos de medida que minimizan los errores no incluyen algunos efectos que se producen en direcciones distintas a las de medición o simplemente por la posición de las ópticas. Sin embargo, la presencia de estos errores no detectados tiene que estar reflejada de alguna manera en el proceso de medición. Estos términos se suelen incluir directamente como fuentes de incertidumbre.

Figura 4.35 *Errores en dirección Z no compensados M2*

Durante el desplazamiento del carro porta-coronas en la dirección X, los errores de rectitud  $E_{ZX}$ , cabeceo  $E_{BX}$  y balanceo  $E_{AX}$  modifican altura y orientación de la corona (dirección Z) sin que ninguno de los instrumentos de medida lo perciba (Figura 4.35). Por ejemplo, el error de rectitud  $E_{ZX}$  supone una variación directa de la distancia entre el eje del sinfín y la superficie de referencia. En este caso, una vez corregida la desalineación del interferómetro láser con la dirección real del carro, la rectitud total es de 56,2  $\mu\text{m}$ . Si se acota la zona de medición hasta la posición de 200 mm entre centros, la rectitud disminuye considerablemente hasta los 16,9  $\mu\text{m}$  (Figura 4.36). Más adelante, en los apartados 6.4.3 y 6.5.1, se muestra qué implicaciones sobre la incertidumbre de medida conllevan estos errores.

Figura 4.36 *Gráfica del error de rectitud  $E_{ZX}$  en M2*

Por otro lado, el cabeceo  $E_{BX}$  implica aparentemente una variación despreciable de la altura de los puntos del eje porta-coronas ( $\Delta z_1$  de la Figura 4.37a). En cambio, si se comprueba el desplazamiento del punto de engrane en el ensayo de rodadura, la variación ya no es tan pequeña al estar más alejado del eje de giro teórico ( $\Delta z_2$  de la Figura 4.37a). El error dependerá del diámetro de la corona a verificar incrementándose cuanto mayor sea su tamaño.

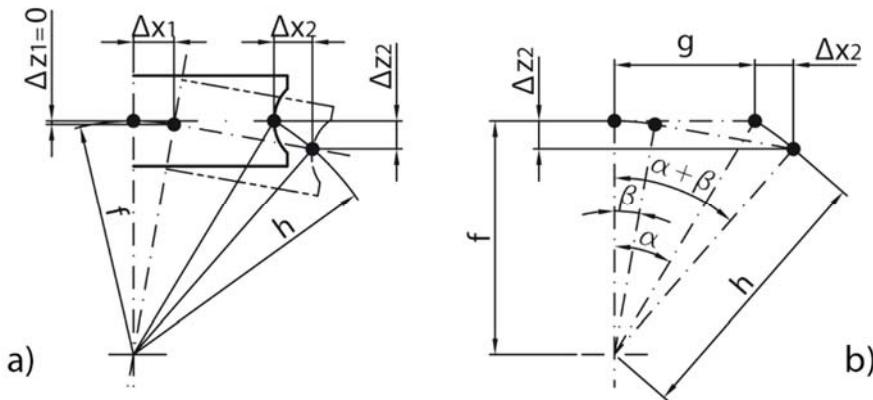


Figura 4.37 Desplazamiento del punto de engrane por error de cabeceo  $E_{BX}$  en M2

Numéricamente se puede estimar la variación de altura del punto de contacto entre las ruedas dentadas a partir de las ecuaciones (4.13) a (4.15), según se aprecia gráficamente en la Figura 4.37b.

$$h^2 = f^2 + g^2 \quad (4.13)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{g}{f}\right) \quad (4.14)$$

$$\Delta z_2 = f - h \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad (4.15)$$

Siendo:

- $h$ , la distancia del punto de giro teórico del cabeceo al punto de engrane;
- $f$ , la distancia entre la guía y el plano de engrane siendo 167 mm, que es la distancia hasta el plano de referencia, más la mitad de la altura de la corona;
- $g$ , el radio primitivo de la corona a verificar;
- $\alpha$ , es el ángulo inicial del punto de engrane con respecto a la vertical;
- $\beta$ , es el error de cabeceo  $E_{BX}$  de la M2 (Figura 4.38);
- $\Delta z_2$ , la variación en altura del punto de engrane debido al error de cabeceo  $E_{BX}$ .

Los cálculos para la corona de mayor tamaño admisible en la máquina, 600 mm de diámetro y plano medio a 60 mm, dan un resultado de 76  $\mu\text{m}$  de variación en altura por efecto del cabeceo en el punto de engrane con respecto al punto sobre el propio eje porta-coronas. Para la mayor corona dentro del rango habitual de medición de la máquina, diámetro 400 mm y altura del plano medio a 40 mm, puede haber hasta un incremento de 43  $\mu\text{m}$ .

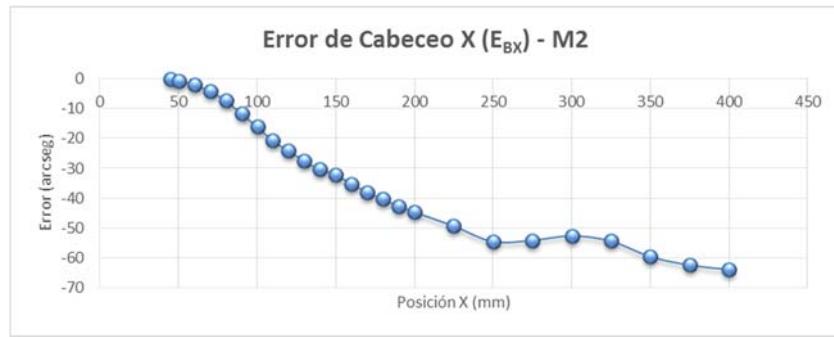


Figura 4.38 Gráfica del error de cabeceo  $E_{BX}$  en M2

Con la misma filosofía, si se realizan los cálculos de las posibles variaciones en la misma dirección del desplazamiento,  $\Delta x_1$  y  $\Delta x_2$  (Figura 4.37a) salen valores muy parecidos entre sí con diferencias por debajo del micrómetro debido a que el ángulo del error de cabeceo es muy pequeño (ecuaciones (4.16) y (4.17)). Esto quiere decir que este error está corregido en la compensación del encoder lineal y por lo tanto no genera incertidumbre adicional.

$$\Delta x_1 = f \cdot \operatorname{sen}(\beta) \quad (4.16)$$

$$\Delta x_2 = h \cdot \operatorname{sen}(\alpha + \beta) - g \quad (4.17)$$

Además, el movimiento del carro porta-coronas puede modificar la posición del punto de engrane en dirección Y como consecuencia del error de rectitud  $E_{YX}$ , el de guiñada  $E_{CX}$  y el de balanceo  $E_{AX}$  (Figura 4.39). No obstante, aunque varía el punto inicial de engrane por girar ligeramente el contacto, este hecho no afecta al resultado de los ensayos tal y como sucedía en la primera máquina. Aun así, la posible pérdida de perpendicularidad por efecto del balanceo hay que tenerla en cuenta como fuente de error a la hora de hacer el balance de incertidumbre.

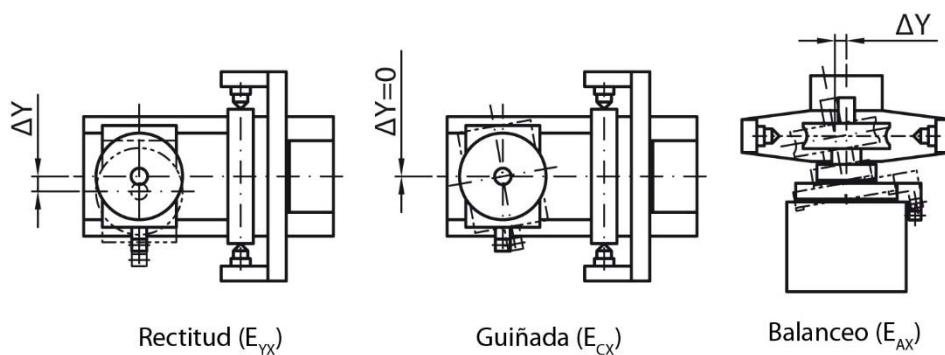


Figura 4.39 Errores en dirección Y no compensados en M2

Con el nivel electrónico se ha estipulado que el error máximo debido al balanceo  $E_{AX}$  es de 13 arcseg a lo largo de todo el recorrido (Figura 4.40). Esto tiene las mismas consecuencias que un error en el ángulo de tallado de la hélice.

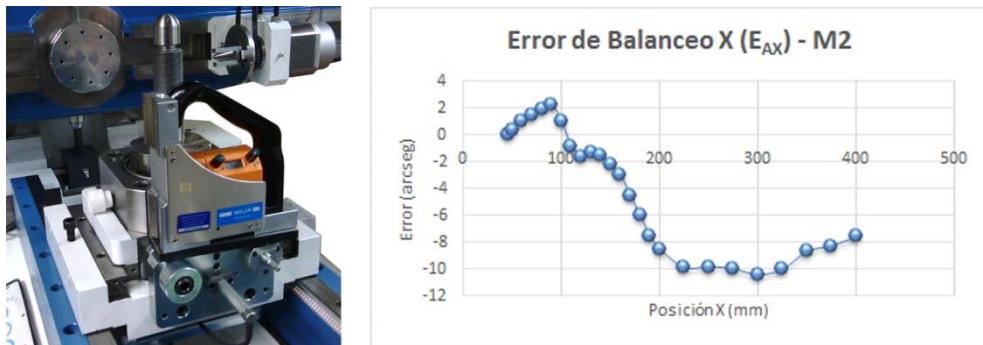


Figura 4.40 Gráfica del error de balanceo  $E_{AX}$  en M2

#### 4.5.5 Resto de errores por desplazamiento del carro porta-sinfín M2 (Eje Z)

A diferencia del primer equipo, esta máquina incorpora un carro porta-sinfín que realiza un desplazamiento verticalmente en dirección Z mediante un sistema de guías lineales. No obstante, al tener limitaciones de espacio la calibración de este eje se ha realizado principalmente de la zona de interés y no de todo el recorrido posible, es decir, sólo de 0 a 100 mm en altura desde el plano de referencia. Al igual que en el movimiento del carro porta-coronas, las imperfecciones en las guías pueden generar errores que pese a no ser detectados por los instrumentos de medición, y por lo tanto no estar compensados, influyan de manera significativa en el resultado de los ensayos de rodadura.

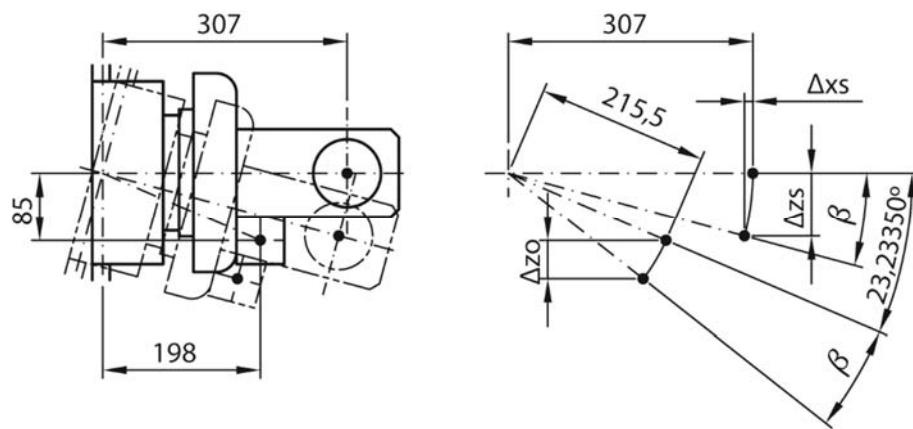


Figura 4.41 Error de cabeceo  $E_{BZ}$  por desplazamiento del carro porta-sinfín en M2

Ya se ha comentado anteriormente en el apartado 4.5.3 que el error de cabeceo  $E_{BZ}$  sólo estaba compensado parcialmente debido a la situación de la óptica. El desplazamiento total del sinfín en dirección Z ( $\Delta_{zs}$ ) es mayor que el obtenido por la

lectura del interferómetro láser ( $\Delta zo$ ) al ser menor la distancia de la posición de la óptica con respecto al punto teórico de giro (Figura 4.41). Como el cabeceo  $E_{BZ}$  ( $\beta$ ) es de 17 arcseg en la zona evaluada (Figura 4.42), se obtiene que de los posibles 25,3  $\mu\text{m}$  de error en altura solamente se han incluido en la corrección 16,3  $\mu\text{m}$  (ecuaciones (4.18) y (4.19)). De esta manera, la diferencia que son 9  $\mu\text{m}$  tiene que ser incluida como término en el cálculo de incertidumbre.

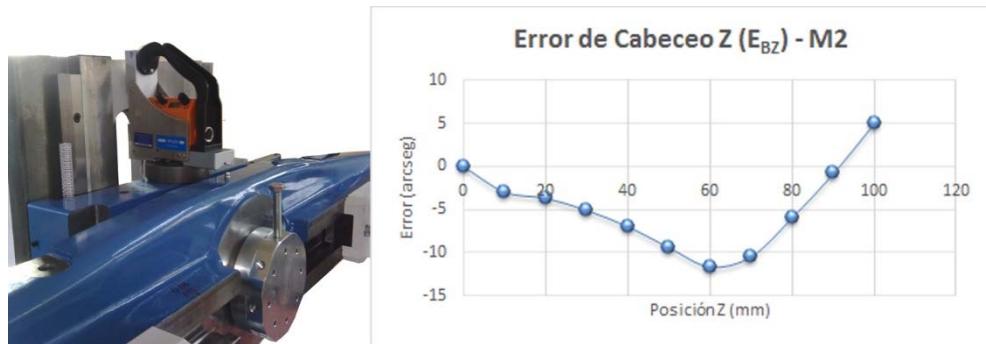


Figura 4.42 Gráfica del error de cabeceo  $E_{BZ}$  en M2

$$\Delta z_s = 307 \cdot \sin(\beta) = 307 \cdot \sin(0,00472^\circ) = 0,0253 \text{ mm} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} \Delta zo &= 215,5 \cdot (\sin(23,23350^\circ + \beta) - \sin(23,23350^\circ)) \\ &= 0,0163 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.19)$$

Por otra parte, sólo el error de rectitud  $E_{XZ}$  es el único que puede modificar la distancia entre centros sin que sea registrada, ya que el error en dirección X debido tanto al error de cabeceo  $E_{BZ}$  como al de balanceo  $E_{CZ}$  durante el movimiento del carro porta-sinfín se pueden considerar despreciables (Figura 4.43). Aun así, la medición de la rectitud  $E_{XZ}$  no se ha podido realizar ante la imposibilidad de situar adecuadamente las ópticas. No obstante, la altura de la calibración inicial, que se realiza bien por contacto directo entre cilindros patrón o bien mediante galgas (introducción apartado 4.5), se efectúa en la zona de ejecución de ensayos por lo que las oscilaciones debidas a la rectitud es mínima.

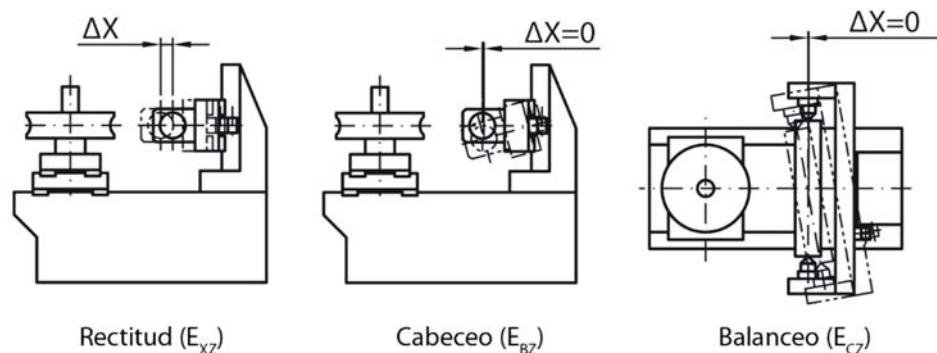


Figura 4.43 Errores en dirección X no compensados en M2

Por último, con las posibles variaciones en dirección Y consecuencia de los errores de rectitud  $E_{YZ}$ , balanceo  $E_{CZ}$  y guiñada  $E_{AZ}$ , sucede lo mismo que con el movimiento del carro porta-coronas (Figura 4.44). No hay un efecto sobre los valores de los ensayos porque la variación del punto de engrane sólo gira ligeramente el contacto.

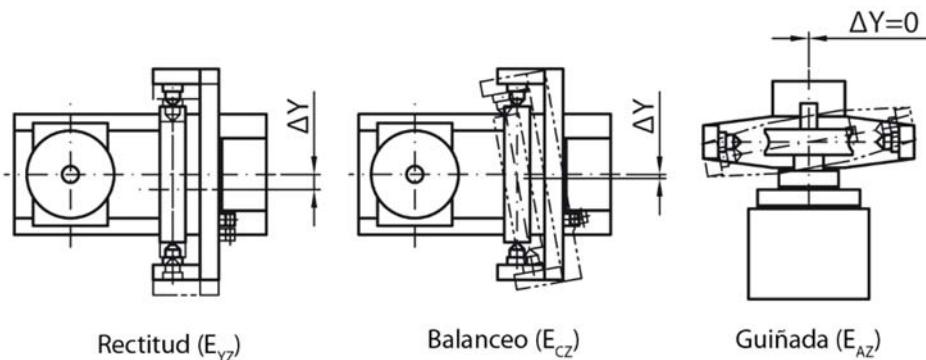


Figura 4.44 *Errores en dirección Y no compensados en M2*

Por su parte, el error de guiñada  $E_{AZ}$  modifica el ángulo entre ejes afectando a la perpendicularidad del sistema siendo por tanto una variable a tener en cuenta en la incertidumbre de los resultados de los ensayos. En este caso, el error máximo medido mediante nivel electrónico es de 28 arcseg (Figura 4.45).



Figura 4.45 *Gráfica del error de guiñada  $E_{AZ}$  en M2*

#### 4.5.6 Errores de los encoders angulares

Para la ejecución del ensayo de rodadura a un flanco, además de todos los instrumentos de medición lineal anteriores que sitúan al sinfín y la corona en la posición nominal, es necesario un encoder angular en cada eje. Estos comparan el ángulo girado por el sinfín frente al girado por la corona estipulando el error de transmisión que hay entre ellos. En esta máquina se han utilizado encoders Heidenhain RON 287 cuya precisión es de  $\pm 2,5$  arcseg.

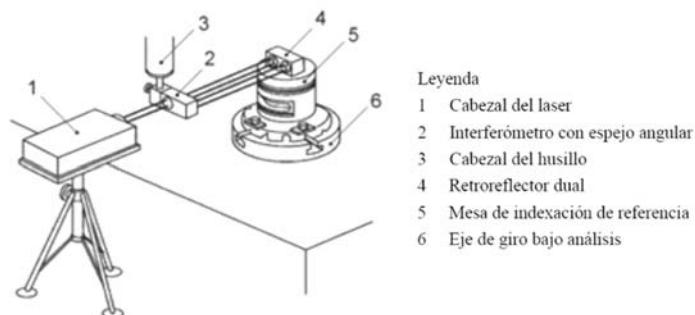


Figura 4.46 Medición del error de posicionamiento angular mediante mesa de indexación de referencia (fuente [131])

Al igual que sucedía con la medición de algunos errores del carro porta-sinfín, es inviable físicamente realizar una calibración de dichos encoders mediante una mesa de indexación con un interferómetro, procedimiento habitual en la calibración de máquina herramienta (Figura 4.46). No obstante, la precisión de los encoders utilizados permite considerarlos como encoders rotativos de referencia [131]. Esto quiere decir que se pueden emplear como instrumentos de calibración cuando el eje de giro de la máquina esté alineado con el componente giratorio del encoder, y cuando el componente fijo del encoder esté en contacto con la parte estática de la máquina. En este caso, ambos encoders van montados sobre sendos ejes de acuerdo a las indicaciones del fabricante, lo que induce a pensar que las lecturas no tienen que ser compensadas numéricamente (Figura 4.47). La incertidumbre asociada tanto a la resolución de los encoders como a la alineación con el eje de giro puede considerarse incluida dentro de la incertidumbre de la repetibilidad en la rotación de los propios ejes. Esta repetibilidad también incluye juego y excentricidad fruto de la fabricación y el montaje de todo el sistema de giro.

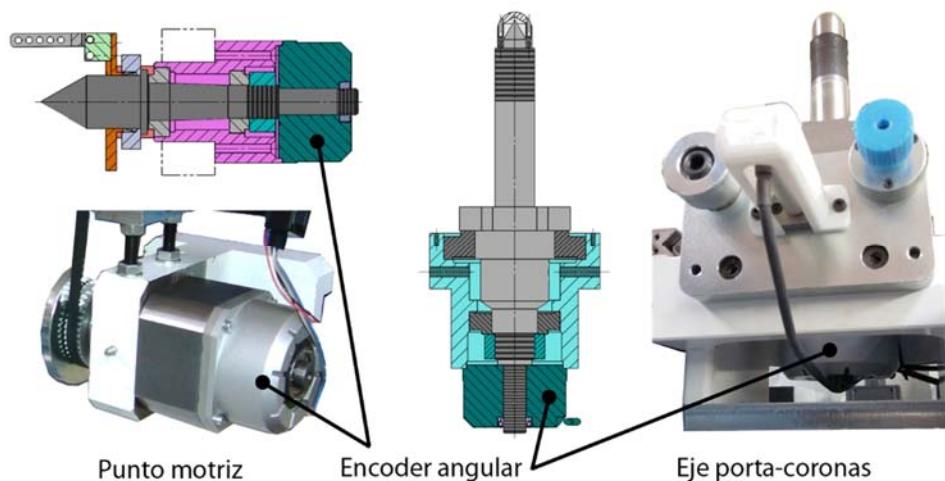


Figura 4.47 Montaje encoders angulares en punto motriz y eje porta-coronas

#### 4.5.7 Resumen de los valores obtenidos en la calibración de la máquina 2

Para determinar la precisión de una máquina es necesario realizar la calibración de sus movimientos compensando numéricamente las lecturas de los instrumentos de medida. En ese proceso, hay que prestar especial cuidado en no duplicar los efectos de los errores residuales generados en la estimación de la incertidumbre de medición ya que algunos pueden estar correlacionados entre sí dependiendo de la construcción mecánica de los ejes [127].

Para realizar un correcto análisis posterior, este subapartado incluye una tabla resumen (Tabla 4.2) con los principales errores obtenidos durante la calibración de la máquina 2. Como se puede observar, sigue la misma estructura que el otro equipo en el que una de las columnas contiene el error total de los recorridos máximos de la máquina y la otra solamente el error de la zona habitual de trabajo. Los equipos utilizados en este trabajo, se crearon para tener un posterior uso industrial por lo que se ha intentado dotarlos de la máxima capacidad posible de medición. Aun así, el tamaño de la mayoría de los engranajes a verificar se encuentra dentro de un rango relativamente pequeño. Esto implica que hay que diferenciar por un lado la incertidumbre total del equipo para futuras mediciones y por otro la incertidumbre del rango habitual de medición, con un valor más ajustado a la realidad.

En condiciones normales de trabajo, el carro porta-coronas se mueve en una distancia entre centros de 100 a 200 mm. Por su parte, el desplazamiento del carro porta-sínfín a lo largo del eje Z oscila entre 30 y 50 mm desde la cara de referencia del porta-coronas al eje del sínfín. A su vez en el ensayo de rodadura a dos flancos, el movimiento de vaivén del carro secundario porta-coronas es muy pequeño variando como máximo entre 0 y 0,3 mm.

*Tabla 4.2 Resumen errores en M2*

Parámetro afectado	Tipo de error	Error total	Error zona trabajo
Distancia entre centros (X)	Error posición corona $E_{XX}$ (Carro principal)	3,2 $\mu\text{m}$	3,0 $\mu\text{m}$
Distancia entre centros (X1)	Error posición corona $E_{XX1}$ (Carro secundario)	0,4 $\mu\text{m}$	0,2 $\mu\text{m}$
Distancia entre centros (X)	Error rectitud sínfín $E_{XZ}$	-	-
Altura (Z)	Error posición altura sínfín $E_{ZZ}$	4,3 $\mu\text{m}$	2,3 $\mu\text{m}$
Altura (Z)	Error rectitud corona $E_{ZX}$	56 $\mu\text{m}$	16,9 $\mu\text{m}$
Altura (Z)	Error cabeceo corona $E_{BX}$	76 $\mu\text{m}$	43 $\mu\text{m}$
Altura (Z)	Error cabeceo sínfín $E_{BZ}$	9 $\mu\text{m}$	2,1 $\mu\text{m}$
Perpendicularidad entre ejes	Error de balanceo corona $E_{AX}$	13 arcseg	10 arcseg
Perpendicularidad entre ejes	Error de guiñada sínfín $E_{AZ}$	28 arcseg	5 arcseg

La caracterización de los ensayos (5.5.1) permite determinar la influencia que tiene cada error sobre los parámetros de ensayo ya que no todos afectan en la misma

proporción. De esta manera, es posible calcular la aportación de cada uno de ellos sobre la incertidumbre de medición, ya sea por una variación inesperada de la distancia entre centros, de la altura o de la perpendicularidad entre los ejes.

## 4.6 Protocolo de calibración periódica

Aunque las recomendaciones acerca de la verificación y cualificación de máquinas de ensayos de rodadura de engranajes sea escasa e insuficiente [96], [97], la normativa de validación del resto de equipos de medición de engranajes propone no sólo calibraciones completas al menos cada tres años sino también continuas inspecciones regulares [123]–[125]. La calibración periódica se presenta como una herramienta fundamental para garantizar los valores obtenidos en la verificación de engranajes manteniendo la precisión original de la máquina [115].

Si bien el operador que habitualmente realiza la verificación de engranajes se presupone como personal cualificado, este debería de manejar el instrumental de manera adecuada. Aun así, en cualquier procedimiento de medición, sobre todo en los de precisión, es interesante definir por escrito las tareas a realizar tanto en la preparación como en la ejecución. Esto incluye también comprobar las condiciones de ensayo; alinear y calibrar los diferentes elementos; así como acometer las labores de mantenimiento del equipo.

En este apartado, se propone un protocolo de calibración periódica para máquinas de ensayos de rodadura de engranajes sínfín-corona. Este protocolo, que debería materializarse en un documento, fija las principales rutinas a realizar en los equipos definidos en este trabajo pero puede hacerse extensible a cualquier otro equipo de rodadura de características similares.

### 4.6.1 Protocolo general de arranque

El procedimiento habitual de trabajo conlleva una serie de pasos en la preparación de la máquina de verificar que se asemeja al procedimiento de la calibración inicial. Hay que destacar que la fabricación de engranajes suele hacerse por lotes ya que la preparación de las talladoras y rectificadoras para cada modelo y tamaño es una tarea costosa por lo que raramente se realizan mecanizaciones de una única unidad. Esto implica que la mayoría de las veces, las máquinas de verificar mantienen durante varios días, incluso semanas, los mismos parámetros de medición. Aun así, ocasionalmente es necesario adecuar la medición a diferentes tamaños en periodos de tiempo relativamente cortos, incluso varios cambios en una misma jornada, ya que este tipo de verificaciones se emplea para detectar y corregir de manera rápida y eficiente posibles errores de fabricación.

Los pasos a seguir para un adecuado arranque de máquina de ensayos de rodadura serían:

1. Comprobar las condiciones ambientales de la sala de verificación, principalmente temperatura y limpieza.
2. Encender el equipo, arrancar el software y realizar una inspección visual.
3. Realizar desplazamientos en los carros para proceder al reposicionado de los instrumentos de medida localizando dos marcas de referencia consecutivas (en el software “Referencia Cero”). En el caso de los encoders lineales el desplazamiento tendrá que ser mayor de 20 mm y de 1 mm en el palpador lineal. De esta manera se asegura el funcionamiento de los elementos principales así como de los instrumentos de medición que vigilan su posición. En otros dispositivos, la referencia se realiza mediante finales de carrera que determinan la posición inicial del “cero máquina”.
4. Colocar un cilindro patrón, de diámetro conocido, entre puntos en la posición del sínfín.
5. Comprobar excentricidad en el giro de los ejes porta-sínfín y porta-coronas, así como la planitud de la cara de referencia mediante palpado de reloj comparador milesimal (4.3.1).
6. Comprobar perpendicularidad entre ambos ejes mediante palpado de dos puntos máximos en los extremos del cilindro patrón cuando se gira el eje porta-coronas (4.3.3).
7. Verificar mediante galgas patrón que las lecturas en pantalla tanto de la altura como la distancia entre centros mediante galgas patrón sean correctas (Figura 4.27).
8. Si en los pasos anteriores no se detecta ninguna incidencia, se puede proceder a desmontar el cilindro patrón sustituyéndolo por el sínfín patrón necesario para los ensayos de rodadura. A continuación se aloja la corona sobre el otro eje y se sitúan ambas ruedas a la distancia nominal entre centros para comenzar el ensayo.
9. Por último, hay que comprobar el funcionamiento del conjunto girando algunas vueltas en ambas direcciones mediante la opción de “Movimientos Manuales” del menú principal. Durante la rotación, el sistema elástico debe ser liberado varias veces para cerciorarse de su buen comportamiento.

Puede suceder que se observen discrepancias entre los valores en pantalla y la verificación bien de la distancia entre centros o bien en la altura. En ese caso hay que proceder a una nueva calibración de los instrumentos de medida. Accediendo desde el menú principal a la ventana de calibración, se permiten dos métodos de calibración para la distancia entre centros uno estático y otro dinámico. En el método estático, que es el mismo que se emplea para calibrar la altura del sistema, se sitúan los ejes a la distancia nominal mediante galgas patrón con el carro secundario bloqueado y se valida esa posición con los nuevos valores (Figura 4.48).



Figura 4.48 *Ejemplo recalibración de los instrumentos de medida mediante galgas en M1*

En el método dinámico, también denominado como calibración automática y solamente aplicable a la calibración de la distancia entre centros, no se utilizan galgas patrón sino que la distancia de calibración es directamente la suma de los radios de los ejes cuando ambos están en contacto (ver distancia de calibración automática (4.1) para M1 y (4.6) para M2). El carro que realiza el movimiento de vaivén en el ensayo a dos flancos es liberado mientras que el otro carro se acerca suavemente hasta que contactan. En ese momento, el sistema detecta una modificación de la lectura del palpador lineal y determina que esa es la posición de calibración automática (Figura 4.49).



Figura 4.49 *Ejemplo de calibración automática en M1*

Cualquiera de estos dos métodos es igual de válido ya que aunque a priori la calibración automática se presenta más precisa y repetible por eliminar la subjetividad del operador, lo cierto es que incorpora otras fuentes de error debidas al desplazamiento hasta la posición nominal de ensayo. En cambio, la calibración mediante galgas patrón está asociada a un punto más óptimo, siempre y cuando se realice adecuadamente y con garantías.

#### 4.6.2 Definición de rutinas en el tiempo

El apartado anterior describe el protocolo general de arranque y puesta en servicio de los equipos de verificación de engranajes mediante ensayos de rodadura para engranajes sínfín-corona. Estas tareas hay que complementarlas con una definición temporal a corto plazo de las rutinas principales y con otras acciones aplicables más a largo tiempo (Figura 4.50):

- Rutina diaria (pasos de 1 a 3 y 9): siempre y cuando se mantengan las características de la transmisión a verificar del día anterior, la rutina básica de arranque diaria incluye una comprobación de que todos los elementos funcionan con normalidad tras haber realizado la referencia de los instrumentos de medida.
- Rutina de cambio de tamaño (pasos de 1 a 9): cada cambio de transmisión a verificar supone la comprobación de todos los elementos de medición así como de las distancias nominales del sistema.
- Rutina semanal (pasos de 1 a 9): cada ciclo semanal implica la ejecución del protocolo general de arranque completo aun cuando se continúe verificando el mismo modelo de engranaje que en el anterior ciclo semanal. Además hay que incluir labores de limpieza y engrase al finalizar el periodo sobretodo de los elementos más críticos.
- Rutina mensual: al menos una vez al mes hay que complementar las rutinas semanales con ensayos de rodadura de transmisiones de referencia. Esto quiere decir que se realizarán ensayos con parejas de engranajes de varios tamaños que abarquen el rango habitual de trabajo de la máquina comprobando que se mantienen los resultados validados en las veces anteriores. También hay que añadir en la rutina mensual la inspección minuciosa de galgas, cilindros patrón y demás artefactos utilizados en las calibraciones para evitar errores debidos a posibles daños que hayan podido sufrir en su manipulación cotidiana.

- **Rutina bianual:** aun cuando todas las rutinas anteriores garantizan la precisión estipulada en su momento por la calibración inicial, se recomienda la calibración completa tanto del equipo, como de los engranajes de referencia así como de los del artefactos patrón utilizados en periodos no mayores a tres años. De esta manera, se puede observar la estabilidad a lo largo del tiempo y recalcular la incertidumbre de medida del equipo.



Figura 4.50 *Resumen de las rutinas de calibración periódica*



# **5 CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL**

---

En este capítulo se ha realizado una caracterización experimental tanto del comportamiento de las Máquinas 1 y 2, como de los ensayos de rodadura a uno y dos flancos. Mediante la ejecución de múltiples ensayos consecutivos, manteniendo las condiciones de operación, es posible determinar la repetibilidad individual de cada componente. En los diferentes apartados, se describen los tamaños utilizados, el procedimiento seguido, las condiciones estipuladas y los resultados obtenidos en cada máquina. Asimismo, se incluye una intercomparación entre laboratorios de ensayos a dos flancos, realizados sobre la Máquina 1, de varios tamaños con diferente relación de transmisión. Por su parte, la Máquina 2, además de incluir los parámetros de ensayo a un flanco, también ha incorporado uno nuevo relacionado con las tolerancias de montaje extraído de las lecturas del ensayo a dos flancos. Finalmente, se han podido determinar los coeficientes de sensibilidad a la que están sometidos los parámetros de rodadura por las principales fuentes de error. De esta manera, se establece la contribución de la variación involuntaria de la distancia entre centros de las ruedas, la altura de engrane o la perpendicularidad entre los ejes, entre otros. Con los datos obtenidos, junto con los errores residuales de calibración del capítulo anterior, es posible estimar la incertidumbre de medición de ambos equipos.

## **5.1 Introducción**

La repetibilidad, según la guía para la expresión de la incertidumbre de medida JCGM 100:2008 [135], se define como “el grado de concordancia entre resultados de sucesivas mediciones del mismo mesurando, realizadas bajo las mismas condiciones de medida”. Estas condiciones se denominan “condiciones de repetibilidad” y comprenden el mismo procedimiento de medida, el mismo observador, el mismo instrumento de medida utilizado en las mismas condiciones, el mismo lugar y por último que la repetición se haya realizado en un corto periodo de tiempo.

A su vez, el término reproducibilidad se emplea para definir “el grado de concordancia entre los resultados de las mediciones del mismo mesurando, realizadas bajo diferentes condiciones de medida”. Es necesario en este caso especificar cuáles son las condiciones que han variado de entre: el principio de medida, el método de

medida, el observador, el instrumento de medida, el patrón de referencia, el lugar, las condiciones de utilización o el tiempo [135].

Los valores de repetibilidad y reproducibilidad se determinan experimentalmente y permiten cuantificar las diferentes fuentes de error implicadas en el resultado de una medición. De esta manera, las influencias individuales debidas a variaciones de temperatura, desalineaciones y excentricidades de ejes, errores de calibración, resolución de los instrumentos de medida, filtrado de datos e incluso la subjetividad del operador, se pueden incorporar en la estimación de la incertidumbre de la medición [124], [125].

La incertidumbre de medida es un valor de lo seguro se está del resultado de una medición y depende fuertemente de contribuciones como la repetibilidad. De hecho, la incertidumbre es alta si la repetibilidad es mala, pero también si es pobre el conocimiento de los parámetros más relevantes como los de calibración, condiciones ambientales, alineación o montaje [128]. Es necesario, por tanto, un estudio completo de caracterización de los ensayos de rodadura a uno y dos flancos para engranajes sínfín-corona así como de los propios equipos de verificación definidos en este trabajo. De esta manera, se puede estimar la incertidumbre de medición de estos dispositivos y también definir los puntos más críticos de este tipo de evaluaciones.

Asimismo, se ha observado que se pueden obtener resultados de rodadura distintos entre diferentes máquinas y laboratorios, debidas a pequeñas variaciones involuntarias, aun cuando se mantienen las condiciones de ensayo. Aunque hay escasas publicaciones al respecto, un claro ejemplo es el de Michalec y Karsch [136] que en 1966 decidieron eliminar parte de los resultados obtenidos en un estudio de ensayos de rodadura a dos flancos de engranajes cilíndricos en varias máquinas por las diferencias encontradas. A día de hoy, a pesar de algunas mejoras de los ensayos de rodadura a lo largo de estos años, las discrepancias siguen siendo similares como consecuencia de la falta de una revisión completa de las inspecciones prácticas, de las características de los equipos y de los procedimientos de calibración [58].

## 5.2 Ensayos de caracterización Máquina 1

La validez de los ensayos que permiten caracterizar el comportamiento de un equipo de medición, pasa por garantizar las condiciones de repetibilidad. En este estudio, un único observador se ha encargado de efectuar los diferentes ensayos sobre la misma máquina con el mismo procedimiento de medida y calibración. Todo el proceso se ha realizado en un laboratorio metrológico manteniendo un ambiente limpio y una temperatura constante.

Tras seguir las rutinas indicadas en el protocolo de calibración periódica descrito en el capítulo anterior (Apartado 4.6), el sinfín patrón se dispone entre puntos para ser arrastrado actuando así como rueda motriz. A continuación, la corona a verificar se aloja en su eje correspondiente asegurándose de que el movimiento de vaivén está en posición de bloqueo. Posteriormente, se sitúan ambos engranajes en su correspondiente posición nominal de altura y distancia entre centros. Para iniciar la medición en el ensayo a dos flancos, hay que liberar el carro porta-coronas tras regular el sistema elástico, que obliga a ambas ruedas a estar en contacto en la mínima distancia entre centros posible durante toda la rotación.

A partir del procedimiento tipo de ejecución de ensayos, se han realizado múltiples series de diez ensayos de rodadura seguidos. En cada serie, se ha ido modificando parámetro a parámetro de forma independiente de tal modo que se puede determinar la repetibilidad individual de cada componente. Este apartado resume el proceso seguido e incluye los resultados de repetibilidad obtenidos que posteriormente se emplean en el cálculo de estimación de incertidumbre (capítulo 6). Los datos revelan una alta repetibilidad en el comportamiento individual de los diferentes elementos e incluso en la combinación de varios de ellos a la vez. Las desviaciones en la mayoría de los valores obtenidos sobre los parámetros de ensayo se encuentran dentro del error de los propios instrumentos de medida. Sin embargo, cuando se realizan manipulaciones de las ruedas se observan variaciones en los resultados así como un aumento del rango de incertidumbre. El juego entre eje, casquillo y corona, necesario para el montaje, así como la excentricidad asociada a cada uno de ellos se presenta como la causa principal.

### 5.2.1 Descripción general de los ensayos de rodadura M1

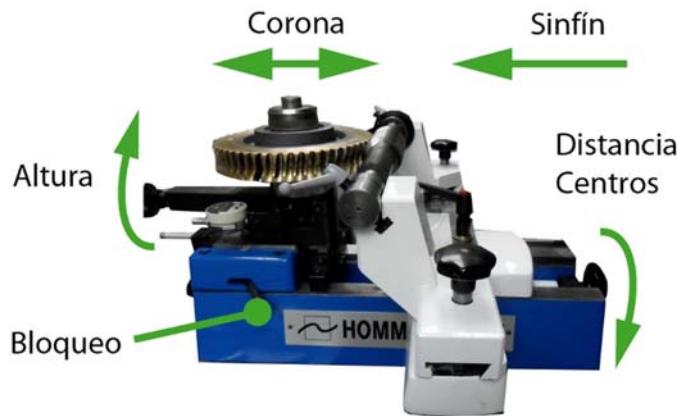
La máquina 1 es un equipo de ensayos de rodadura a dos flancos para sinfín-corona (ver apartado 3.4.1). Por su diseño, el carro porta-sinfín es el que realiza el desplazamiento principal que posiciona los ejes a la distancia nominal. A su vez, tanto la regulación en altura como el movimiento de vaivén característico de este tipo de ensayos lo efectúa el carro porta-coronas (Figura 5.1). Sobre el eje de este, la corona se aloja libremente a través de un casquillo calibrado, intercambiable en función de su tamaño.

Para la caracterización de este equipo, se ha utilizado un sinfín patrón de doble entrada de calidad 5 y una corona de 55 dientes de calidad entre 7 y 8. Los diámetros primitivos de ambas ruedas son 50 y 230 mm respectivamente, siendo 140 mm la distancia nominal entre centros y 35 mm la altura desde la cara de apoyo de la corona al plano de engrane. Además, los dientes de la transmisión evaluada tienen un ángulo de presión  $20^\circ$ , un módulo normal de 4,125 y un ángulo de hélice de  $9,496^\circ$ . Para estas

características, la Tabla 5.1 recoge la clasificación de la calidad en función de los parámetros de rodadura según la ISO 1328-2 [15].

*Tabla 5.1      Valores máximos de los parámetros de rodadura para diámetro 230 y módulo 4, según ISO [15]*

Calidad	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
5	34	21	13
6	48	30	18
7	68	42	26
8	96	60	36
9	136	85	51



*Figura 5.1      Funcionamiento Máquina 1*

Los ensayos se han realizado a velocidad constante de 20 rpm del sinfín, con sentido de giro horario de la corona, una fuerza del sistema elástico de 30 N y respetando siempre el punto de inicio. Esto implica comenzar siempre desde el mismo diente de la corona y desde la misma posición del sinfín para asegurar la medición de la misma línea de rodadura. Además, para evitar errores en las lecturas al empezar y terminar el ensayo debidas a los efectos dinámicos de aceleraciones e inercias del sistema, el tiempo del ensayo no es igual al de medición. A este último, hay que sumarle un pequeño intervalo inicial hasta que se alcanza la velocidad de régimen estipulada y otro hasta que se frena por completo. Por ello, aunque la medición se realice de una vuelta completa, la corona gira unos cuantos grados más para que el análisis sea adecuado. Por último, las condiciones ambientales han permanecido constantes ya que todo el proceso se ha realizado sin mover el equipo del laboratorio metrológico donde se había calibrado mediante la MMC a una temperatura controlada de  $20 \pm 0,5^\circ\text{C}$ .

### 5.2.2 Ensayo básico de repetibilidad M1

A partir del procedimiento tipo de ejecución de ensayos de rodadura a dos flancos, se plantea como primera serie un ensayo básico de repetibilidad. Se trata de ejecutar el ensayo genérico, primero situando los engranajes en su posición nominal y posteriormente liberando la corona para que ambos flancos rueden en contacto, obteniendo un primer resultado. Sin modificar ninguna variable, sin ni si quiera retirar y/o bloquear el carro porta-coronas, se repite nueve veces más el mismo ensayo con la única condición de que el resto de ensayos comiencen en el mismo punto inicial. Para ello, se ha girado la corona en el mismo sentido de ensayo en modo manual hasta alcanzar dicho punto cada vez que ha finalizado el ensayo anterior.

El resultado del ensayo de rodadura a dos flancos se representa mediante una gráfica de tipo senoidal y cuyos parámetros son (ver apartado 2.5.5.2): el error compuesto radial ( $Fr''$ ) que representa la diferencia entre el máximo y el mínimo valor de la distancia entre centros a fondo de diente; el error compuesto radial diente a diente ( $fi''$ ) que es la mayor variación de la distancia entre centros dentro del periodo correspondiente a un único paso; y el error compuesto radial de baja frecuencia ( $Fr'''$ ) que es la diferencia entre el máximo y el mínimo valor de la componente de baja frecuencia obtenida mediante la Transformada de Fourier (Figura 5.2). De manera muy general, el primer parámetro representa el error total de rodadura, el segundo el error de tallado del diente y el último la excentridad.

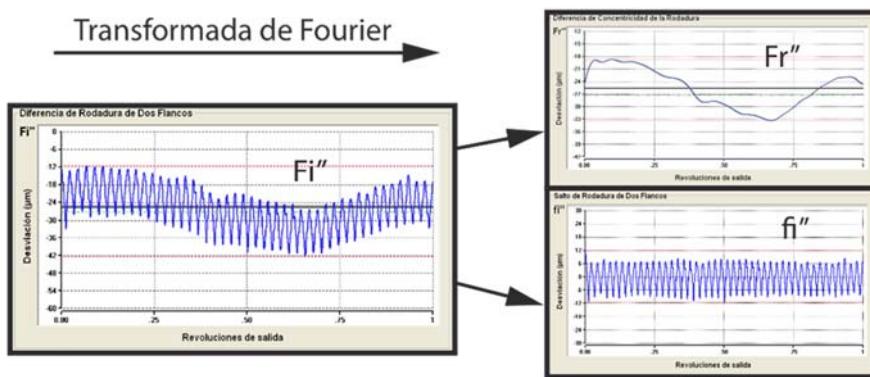


Figura 5.2 Descomposición de parámetros según la Transformada de Fourier

La Tabla 5.2 resume los resultados obtenidos en el ensayo básico de repetibilidad. En ella, se recoge los valores de los parámetros de rodadura resultantes en los diez ensayos consecutivos. Además, en su parte inferior se puede observar el cálculo del valor promedio; la diferencia entre el máximo y el mínimo valor, denominado como recorrido; y finalmente la desviación estándar de los diferentes parámetros que, con estas condiciones de ensayo, se comprueba que inicialmente están por debajo del micrómetro.

*Tabla 5.2 Resultados ensayo básico de repetibilidad M1*

Ensayo básico M1			
Ensayo	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
1	67,7	38,7	31,7
2	67,0	38,2	31,0
3	65,3	38,2	31,6
4	65,9	38,3	32,3
5	66,6	38,5	32,1
6	67,1	38,6	31,3
7	66,6	38,3	31,9
8	66,7	38,6	31,9
9	66,2	38,6	31,6
10	65,7	38,6	31,0
<b>Media</b>	66,5	38,5	31,6
<b>Recorrido</b>	2,4	0,5	1,3
<b>Desv. estndar</b>	0,7	0,2	0,4

### 5.2.3 Ensayos de repetibilidad de los componentes M1

Para completar la información acerca del comportamiento de las diferentes partes del equipo, se han realizado sucesivas series de diez ensayos en las que se han ido modificado parámetros en cada una de ellas. Primero individualmente y después de manera combinada pero siempre manteniendo las condiciones de ensayo originales. Los resultados obtenidos se han registrado para tener una visión global de las diversas influencias en el equipo.

La primera serie ha consistido en retirar exclusivamente el carro porta-coronas entre ensayo y ensayo. Tras finalizar la primera medición, se gira la corona en el mismo sentido de ensayo en modo manual hasta dejarla de nuevo en el punto inicial y preparada para la siguiente medición. Antes de comenzar, se acciona la palanca que sitúa la columna en su posición de bloqueo, para, a continuación, liberarla de nuevo. El resultado de esta serie se puede ver en la Tabla 5.3.

*Tabla 5.3 Resultados ensayos “retirar carro porta-coronas” M1*

Retirar carro porta-coronas M1			
Ensayo	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	62,1	37,8	31,8
<b>Recorrido</b>	3,7	2,6	0,8
<b>Desv. estndar</b>	1,2	0,8	0,3

En la segunda serie, el carro porta-sinfín se ha desplazado hasta más allá de la cota de 200 mm entre centros separándolo del contacto de la corona, para luego volver a dejarlo en la posición nominal entre ensayo y ensayo. Procediendo de una manera

muy similar a la anterior, tras finalizar cada ensayo de la serie, hay que dejar las ruedas preparadas en el punto inicial estipulado antes de separarlas y volverlas a juntar. Los valores obtenidos del comportamiento del carro porta-sinfín se resumen en la Tabla 5.4.

*Tabla 5.4 Resultados ensayos “desplazar carro porta-sinfín” M1*

**Desplazar carro porta-sinfín M1**

Ensayo	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	62,1	37,5	32,3
<b>Recorrido</b>	2,0	2,3	1,3
<b>Desv. Estándar</b>	0,7	0,7	0,4

La siguiente serie realizada combina los efectos de las dos anteriores. Tras el primer ensayo y volver a situar los engranajes en el punto inicial, el carro porta-coronas se retira en su posición de bloqueo y el carro porta-sinfín a su vez se desplaza hasta más allá de la cota 200 para moverlos de nuevo a la posición nominal de ejecución de ensayo. El resultado incluye la suma de los comportamientos individuales de ambos carros a la vez (Tabla 5.5).

*Tabla 5.5 Resultados ensayos combinados “desplazar ambos carros” M1*

**Desplazar ambos carros M1**

Ensayo	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	62,6	38,4	32,3
<b>Recorrido</b>	2,2	2,4	0,9
<b>Desv. Estándar</b>	0,9	0,9	0,4

Muy similar a la anterior, la siguiente serie incorpora el reinicio de máquina entre ensayo y ensayo (Tabla 5.6). En este proceso, resulta imprescindible desplazar ambos carros para localizar las marcas de referencia tanto del encoder como del palpador lineal. De esta manera, es posible determinar la repetibilidad del arranque del sistema. Tras ejecutar un primer ensayo y volver a situar las ruedas en modo manual en la misma posición inicial, se reinicia el software teniendo que realizar todo el protocolo de medición completo: referenciar instrumentos de medida; situar ejes a la distancia nominal entre centros; y finalmente liberar carro porta-coronas.

*Tabla 5.6 Resultados ensayo “reinicio sistema” M1*

**Reinicio sistema M1**

Ensayo	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	63,0	38,6	32,9
<b>Recorrido</b>	1,3	2,8	1,0
<b>Desv. Estándar</b>	0,5	0,9	0,4

En otra serie, se ha realizado el estudio de la influencia de comenzar desde diferentes dientes (Tabla 5.7). Separando los engranajes entre ensayo y ensayo, se gira

corona y casquillo solidariamente, manteniendo su orientación relativa, para empezar la medición desde cualquier punto al azar. Es importante que la aleatoriedad incluya puntos alrededor de todo el perímetro o al menos de tres equidistantes entre sí.

*Tabla 5.7 Resultados ensayo “comienzo en diente aleatorio” M1*

**Comienzo en diente aleatorio pero misma orientación con casquillo M1**

Ensayo	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	63,3	38,6	32,4
<b>Recorrido</b>	3,2	2,4	0,9
<b>Desv. Estándar</b>	1,1	0,7	0,3

Por último, para determinar la repetibilidad del desplazamiento a lo largo del eje Z, hay que mover la altura de la corona, al menos 0,3 mm y cada vez en un sentido distinto, volviéndola a dejar en la misma posición entre medición y medición (Tabla 5.8). Al igual que en la mayoría de los ensayos anteriores, es necesario situarlos en el punto de inicio estipulado previamente antes de proceder a modificar la altura nominal entre engranajes, dejándolos preparados para cuando comience el ensayo.

*Tabla 5.8 Resultados ensayo “variar altura” M1*

**Variar altura M1**

Ensayo	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	68,6	36,4	32,1
<b>Recorrido</b>	2,3	2,0	0,9
<b>Desv. Estándar</b>	1,1	0,9	0,4

En líneas generales, se observa una alta repetición en las series individuales y combinadas del comportamiento de los diferentes componentes del equipo que refleja su fiabilidad mecánica. Con desviaciones estándares en torno al micrómetro en todas ellas, los valores son similares al error de los propios instrumentos de medida. Por el contrario, hay variaciones en los valores del parámetro  $F_i''$  entre algunas de las series fruto de errores aleatorios no controlados posiblemente achacables a la manipulación de las ruedas.

#### 5.2.4 Ensayo de repetibilidad montaje ruedas M1

Siguiendo la misma dinámica que en el resto de ensayos anteriores, se ha procedido a verificar la repetibilidad del montaje de las ruedas sobre la máquina, manteniendo las condiciones generales de operación. Para ello, se han establecido tres series distintas: una primera en la que se desmonta el sínfín patrón entre ensayo y ensayo; otra en la que se desmonta la corona volviéndola a colocar en la misma posición en la que se encontraba; y una última, en la que el montaje de la corona se realiza de manera aleatoria.

En la primera serie, tras ejecutar un primer ensayo, se separan las ruedas lo suficiente como para que se puedan manipular con seguridad sin golpearse entre sí. A continuación se procede a desmontar y montar el sínfín patrón antes de volver a situar los ejes a la distancia nominal entre centros. Finalmente, el carro porta-coronas se libera para dar comienzo a la siguiente medición (Tabla 5.9).

*Tabla 5.9 Resultados ensayo “montaje sínfín patrón” M1*

<b>Montaje sínfín patrón M1</b>			
<b>Ensayo</b>	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	67,4	36,6	35,2
<b>Recorrido</b>	2,0	2,8	2,7
<b>Desv. Estándar</b>	0,7	0,9	1,1

En la segunda serie, en un procedimiento idéntico al anterior, se repite la misma acción sobre la corona (Tabla 5.10). En este caso, es importante volver a colocarla en la misma posición en la que se encontraba con respecto al casquillo porta-coronas. Igualmente, se mantiene el punto de inicio del ensayo en el mismo diente que en todas las series anteriores.

*Tabla 5.10 Resultados ensayo “montaje corona mismo punto” M1*

<b>Montaje corona (montaje y comienzo ensayo mismo punto) M1</b>			
<b>Ensayo</b>	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	66,8	42,4	32,9
<b>Recorrido</b>	7,0	6,8	2,5
<b>Desv. Estándar</b>	1,9	2,1	0,8

Por otro lado, en este tipo de transmisiones, la zona de engrane del sínfín patrón es siempre la misma aun cuando pueda parecer que el montaje del mismo entre puntos sea aleatorio. Por eso, no tiene sentido hacer una evaluación que incluya esta influencia. No ocurre lo mismo con la corona, cuya excentricidad en el tallado puede ser modificada por la orientación de la excentricidad del casquillo porta-coronas. Los ensayos de la última serie han comenzado en diferentes puntos cada vez. Además, la corona se ha dispuesto de manera aleatoria sobre el casquillo (Tabla 5.11). La aleatoriedad de ambas acciones debe englobar cualquier posición esperada de las ruedas en el normal desarrollo del proceso de medición. Esto quiere decir que la evaluación incluye comprobaciones alrededor de toda la corona.

*Tabla 5.11 Resultados ensayo “montaje corona en posición aleatoria” M1*

<b>Montaje corona en posición aleatoria M1</b>			
<b>Ensayo</b>	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	70,3	42,2	33,5
<b>Recorrido</b>	11,7	12,1	2,1
<b>Desv. Estándar</b>	4,2	4,1	0,8

Así como la desviación estándar del montaje del sínfín está dentro del mismo rango de error que el resto de los elementos de la máquina, los resultados obtenidos en estas series muestran que la mayor influencia en los ensayos está asociada a la excentricidad y juego en el montaje de la corona. Mientras los valores del parámetro  $f_i$  permanecen en la misma línea que en el resto de series, la oscilación del parámetro  $F_r$ , y en consecuencia también  $F_i$ , demuestran la necesidad de minimizar las tolerancias de ajuste entre eje, casquillo y agujero de la corona. Si bien el montaje en más o menos la misma posición aumenta parcialmente la incertidumbre, cuando se realiza aleatoriamente, imitando lo que ocurre en un procedimiento real de medición en el que a priori se desconoce la dirección de la excentricidad en la corona a verificar, lo hace de manera considerable comparado con el resto de factores.

### 5.3 Ensayos de intercomparación entre equipos

Según la norma ISO/IEC 17043:2010 [137], las comparaciones interlaboratorios se definen como la “organización, realización y evaluación de mediciones o ensayos sobre el mismo ítem por dos o más laboratorios de acuerdo con unas condiciones predeterminadas”. Aunque se utilizan para una gran variedad de propósitos diferentes, su objetivo principal es el de evaluar el desempeño de las mediciones de los laboratorios identificando problemas para iniciar posibles acciones de mejora, proporcionando, de esta manera, confianza adicional a los clientes. Por otro lado, también se emplean para establecer la eficacia y la comparabilidad de los métodos de ensayo, identificando las posibles diferencias entre laboratorios.

En lo que a metrología de engranajes se refiere, en los años 90, el NGML, de la Universidad de Newcastle, planteó un estudio de intercomparación al detectar discrepancias entre los fabricantes de engranajes del Reino Unido [115]. Su objetivo principal era asegurar la compatibilidad internacional entre los centros de excelencia de medición de engranajes usando artefactos patrón trazables desde el Laboratorio de Calibración Primaria Europeo del PTB. Los resultados, publicados por primera vez en 1999 [138] y ampliados en 2004 [139], demostraron la compatibilidad entre ellos pero también que era necesario disminuir su incertidumbre de medición para atender las necesidades de la industria del engranaje cada vez más exigente y más global. Asumiendo que la incertidumbre en una máquina de medición de engranajes industrial debería ser inferior al 20% de la tolerancia de los parámetros medidos, y que, por otro lado, cada salto de nivel en la pirámide de trazabilidad supone una mejora en torno al 40% de incertidumbre, implicaba e implica requerimientos para los laboratorios primarios de calibración muy exigentes, con valores de incertidumbre por debajo de 2,5  $\mu\text{m}$  en paso acumulado y de 1  $\mu\text{m}$  para el resto de parámetros.

Continuando con la misma línea de trabajo, a finales de 2013 The European Association of National Metrology Institutes (EURAMET) emitió un informe con los resultados de la primera comparación internacional oficial de mensurados dimensionales complejos como son los parámetros geométricos de los engranajes [140]–[142]. Entre los años 2008 y 2010, siete laboratorios metrológicos de todo el mundo realizaron mediciones de perfil, hélice y paso sobre varios artefactos patrón pertenecientes al PTB. En este proyecto, el propio PTB fue designado como laboratorio responsable planificando, organizando y analizando la comparación entre todos ellos. Aunque se encontraron discrepancias con valores de alguno de los participantes, en líneas generales seguía existiendo compatibilidad entre la mayoría de los laboratorios.

Si bien todo este gran esfuerzo ha supuesto una mejora notable en la medición de engranajes a nivel internacional, todavía quedan pendientes las evaluaciones de los ensayos y parámetros de rodadura por parte de los institutos nacionales de metrología. Un estudio en profundidad, de este tipo, evaluaría las características de funcionamiento del método de medición, asignaría valores a los materiales de referencia y determinaría la equivalencia entre las mediciones de los laboratorios en nombre de la Oficina Internacional de Pesas y Medidas (BIPM).

Ante la falta de referencias claras, se ha realizado una intercomparación entre tres equipos de ensayos de rodadura a dos flancos para engranajes sínfín-corona, siguiendo las directrices generales de las comparaciones interlaboratorios. Como ya se intuía, a pesar de mantener las condiciones de operación, se han obtenido diferencias considerables entre las mediciones de las distintas máquinas. Esto revela la necesidad de definir las fuentes de error más influyentes en este tipo de verificaciones para poder realizar un control más severo sobre ellas durante el proceso de medición.

### 5.3.1 Equipos y engranajes empleados

Además del propio fin investigador, este análisis intercomparativo posee un carácter también industrial. De hecho, las partes implicadas tienen intereses diferentes por lo que se puede garantizar la independencia de las mediciones. Para su desarrollo, se han utilizado tres máquinas de ensayos de rodadura a dos flancos para engranajes sínfín-corona localizadas cada una en distinto laboratorio metrológico, con ambiente controlado. Es habitual que las máquinas de ensayo de rodadura sean específicas para un determinado tipo de engranaje debido a las grandes diferencias existentes entre unos y otros tanto en geometría como en posicionamiento relativo de las ruedas.

La primera máquina, Máquina A (Figura 5.3a), es una Höfler ZW400 y está ubicada en el laboratorio de una empresa usuaria, fabricante de sistemas de elevación, donde se comprueba la calidad de los engranajes suministrados por los proveedores.

La Máquina B es una Maag PH60 adaptada (Figura 5.3b) y pertenece al laboratorio de un fabricante de engranajes donde certifica la garantía de sus productos antes de ponerlos a la venta. La tercera y última de ellas, designada como Máquina C (Figura 5.3c), es la Máquina 1 de este trabajo y participó en la intercomparación tras su actualización y caracterización en el laboratorio metrológico del Departamento de Ingeniería de Diseño y Fabricación de la Universidad de Zaragoza.

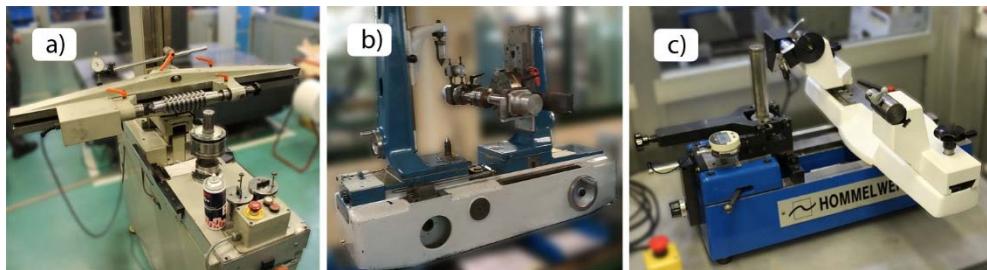


Figura 5.3 *Máquinas intercomparación: a) Máquina A; b) Máquina B; c) Máquina C*

Para la medición, se han empleado tres tamaños de coronas diferentes (Tabla 5.12). Varían tanto en tamaño como en relación de transmisión. Aunque las muestras se han cogido al azar, son representativas de los tamaños habituales de la relación comercial existente entre los dos primeros participantes y del rango frecuente de trabajo de los equipos. Por otro lado, se decidió utilizar los sifines patrón del cliente, propietario y responsable de la Máquina A, para todos los ensayos.

*Tabla 5.12 Características de los engranajes de la intercomparación*

Ensayo	Relación de transmisión	D. primitivo	D. primitivo	Módulo normal	Distancia e/c (mm)
<b>Tipo 1</b>	47/2	Ø60	Ø280	5,827	170
<b>Tipo 2</b>	55/2	Ø50	Ø230	4,274	140
<b>Tipo 3</b>	60/1	Ø40	Ø220	4	130

Cuando se realizó la intercomparación, la Máquina 2 era solamente un proyecto futuro que cobró más fuerza a raíz de los resultados de este estudio. Aunque hubiese sido muy interesante incluir mediciones de este nuevo cuarto equipo, resultó imposible, ya que las coronas empleadas tuvieron que seguir su proceso productivo al ser extraídas directamente de lotes reales de fabricación.

### 5.3.2 Condiciones y ejecución de ensayo

Para llevar a cabo la intercomparación con garantías, se han seguido, en la medida de lo posible, las pautas marcadas por ISO [137] así como las directrices generales de la BIPM sobre este tipo de evaluaciones [143], a pesar de que los equipos utilizados no pertenecen a ninguna organización de metrología regional ni nacional. Con objeto de comparar mediciones bajo las mismas condiciones se estableció, por

escrito, un protocolo de trabajo. En él se describían las técnicas de medición a aplicar; los procedimientos de calibración a seguir; así como las condiciones de operación a mantener.

Todas las mediciones se realizaron con los mismos sifnes patrón, para cada tamaño correspondiente de corona, a velocidad constante de 20 rpm manteniendo siempre el mismo sentido de giro de ambas ruedas. Además, el comienzo de los ensayos se realizó desde el mismo punto o diente, garantizando la evaluación de la misma rodadura. Por otro lado, la temperatura se ha mantenido estable a  $20 \pm 0,5^\circ$  por situarse todos los equipos dentro de un laboratorio metrológico o sala de verificación. Ahora bien, como la intercomparación implicaba manipulación y transporte fuera del ambiente controlado, el protocolo incluía una inspección visual del estado de las superficies de medición. También obligaba a que todo el material permaneciera desembalado dentro del laboratorio, para su estabilización, al menos durante 24 horas antes de comenzar ninguna medición.

### 5.3.3 Resultados

Siguiendo las instrucciones marcadas por el protocolo de la intercomparación, en cada máquina (*A, B, C*) se han realizado mediciones de cuatro coronas diferentes de cada tipo de transmisión (*Tipo 1, 2, 3*). Los resultados se han obtenido a partir de series de 5 repeticiones por corona. La Tabla 5.13 muestra, a modo de ejemplo, los resultados de los ensayos de la *Corona 1* del *Tipo 1* y de cómo se han agrupado para su análisis. Para cada parámetro de rodadura a dos flancos, se disponen tres columnas con los valores de cada máquina con su correspondiente media y desviación estándar. En la última fila, se calcula la diferencia entre el máximo y mínimo valor promedio obtenido por los equipos, determinando el mayor de los sesgos existentes entre ellos.

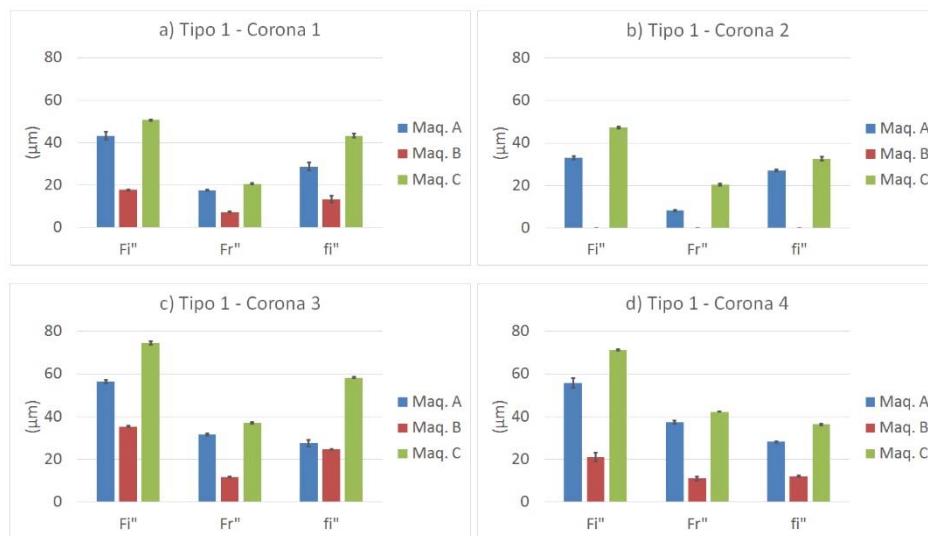
*Tabla 5.13 Resultado ensayos Corona 1 del Tipo 1 (47/2)*

<b>Tipo 1 (47/2)</b>	<b>Fi" (μm)</b>			<b>Fr" (μm)</b>			<b>fi" (μm)</b>		
	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
<b>Corona 1.1</b>									
<b>1</b>	37	17	50	17	7	21	23	10	42
<b>2</b>	45	18	51	18	7	20	31	15	43
<b>3</b>	45	18	51	17	8	21	29	15	45
<b>4</b>	43	18	50	18	8	21	32	16	45
<b>5</b>	46	17	51	18	7	20	29	10	42
<b>Media 1.1</b>	43,2	17,7	50,7	17,6	7,3	20,7	28,8	13,3	43,3
<b>Desv. Est. 1.1</b>	3,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	3,5	2,9	1,5
<b>Recorrido medias 1.1</b>	33,0			13,3			30,0		

Por su parte, la Tabla 5.14 recoge el resumen de la medición de todas las coronas de relación de transmisión 47/2 (*Tipo 1*). Solamente se incluyen los valores de media, desviación estándar y diferencia entre las medias, para cada corona. Gráficamente se pueden interpretar mejor los resultados de las mediciones de cada corona y máquina, y la relación entre ellas, mediante la Figura 5.4.

*Tabla 5.14 Resumen resultados ensayos del Tipo 1 (47/2)*

<b>Tipo 1</b> <b>(47/2)</b>	<b>Fi'' (μm)</b>			<b>Fr'' (μm)</b>			<b>fi'' (μm)</b>		
	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
<b>Media 1.1</b>	43,2	17,7	50,7	17,6	7,3	20,7	28,8	13,3	43,3
<b>Desv. Est. 1.1</b>	3,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	3,5	2,9	1,5
<b>Recorrido 1.1</b>	33,0			13,3			30,0		
<b>Media 1.2</b>	33,0	-	47,4	8,2	-	20,4	27,0	-	32,6
<b>Desv. Est. 1.2</b>	1,6	-	0,9	0,5	-	1,1	1,0	-	1,8
<b>Recorrido 1.2</b>	42,8			41,6			8,0		
<b>Media 1.3</b>	56,4	35,3	74,7	31,6	11,7	37,0	27,6	24,7	58,3
<b>Desv. Est. 1.3</b>	1,5	0,6	1,5	0,9	0,6	1,0	2,9	0,6	0,6
<b>Recorrido 1.3</b>	39,3			25,3			33,7		
<b>Media 1.4</b>	55,8	21,0	71,3	37,4	11,0	42,3	28,2	12,0	36,3
<b>Desv. Est. 1.4</b>	4,8	1,7	0,6	3,9	1,7	0,6	0,5	0,0	0,6
<b>Recorrido 1.4</b>	50,3			31,3			24,3		

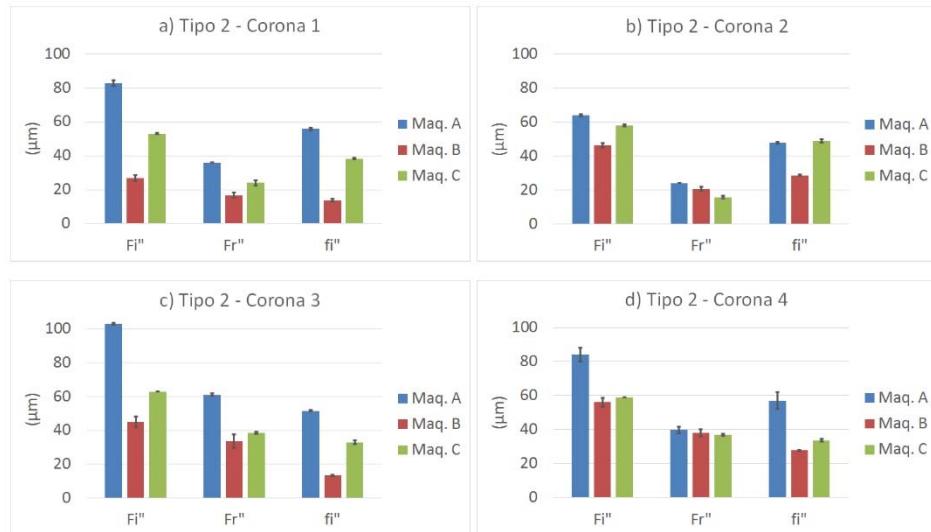


*Figura 5.4 Gráficas de los resultados del Tipo 1 (47/2); a) Corona 1.1; b) Corona 1.2; c) Corona 1.3; d) Corona 1.4*

Igualmente, consultando la Tabla 5.15 junto con la Figura 5.5 se pueden observar los resultados de la transmisión 55/2 (*Tipo 2*).

*Tabla 5.15 Resumen resultados ensayos del Tipo 2 (55/2)*

<b>Tipo 2 (55/2)</b>	<b>Fi'' (μm)</b>			<b>Fr'' (μm)</b>			<b>fi'' (μm)</b>		
	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
<b>Media 2.1</b>	82,2	26,8	53,0	36,0	16,8	24,0	55,8	13,6	38,2
<b>Desv. Est. 2.1</b>	3,6	3,3	0,7	0,0	2,8	3,2	1,3	1,5	0,8
<b>Recorrido</b>	56,0			19,2			42,2		
<b>Media 2.2</b>	64,0	46,3	58,8	24,0	20,7	15,7	47,8	28,7	49,0
<b>Desv. Est. 2.2</b>	0,8	2,5	1,0	0,0	2,1	1,5	1,3	0,6	1,7
<b>Recorrido</b>	17,7			8,3			20,3		
<b>Media 2.3</b>	103,0	45,0	63,0	61,0	33,7	38,7	51,5	13,3	33,0
<b>Desv. Est. 2.3</b>	1,4	6,2	0,0	1,4	8,1	1,2	0,7	0,6	2,0
<b>Recorrido</b>	58,0			27,3			38,2		
<b>Media 2.4</b>	84,0	56,0	59,0	39,8	38,0	37,0	57,0	27,7	33,7
<b>Desv. Est. 2.4</b>	7,9	5,2	0,0	3,5	4,0	1,0	9,8	0,6	1,5
<b>Recorrido</b>	28,0			2,8			29,3		



*Figura 5.5 Gráficas de los resultados del Tipo 2 (55/2); a) Corona 2.1; b) Corona 2.2; c) Corona 2.3; d) Corona 4*

A su vez, los resultados de la última de las transmisiones medidas, 60/1 (*Tipo 3*), están expuestos en la Tabla 5.16 y la Figura 5.6.

*Tabla 5.16 Resumen resultados ensayos del Tipo 3 (60/1)*

<b>Tipo 3 (60/1)</b>	<b>Fi'' (μm)</b>			<b>Fr'' (μm)</b>			<b>fi'' (μm)</b>		
	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
<b>Media 3.1</b>	27,4	-	53,3	16,8	-	27,3	12,6	-	32,3
<b>Desv. Est. 3.1</b>	0,9	-	3,8	0,5	-	3,8	0,6	-	0,6
<b>Recorrido 3.1</b>		25,9				10,5		19,7	
<b>Media 3.2</b>	38,0	26,3	39,0	17,8	17,7	16,0	22,2	12,7	25,0
<b>Desv. Est. 3.2</b>	1,2	2,3	2,7	0,5	2,1	3,5	0,5	0,6	0,00
<b>Recorrido 3.2</b>		12,7			1,8			12,3	
<b>Media 3.3</b>	28,0	32,0	58,3	14,6	19,7	23,7	17,8	15,7	38,3
<b>Desv. Est. 3.3</b>	1,2	0,0	2,1	0,9	0,6	1,5	2,5	0,6	0,6
<b>Recorrido 3.3</b>		30,3			9,1			22,7	
<b>Media 3.4</b>	47,0	26,3	45,0	23,6	15,3	19,7	25,0	12,3	31,7
<b>Desv. Est. 3.4</b>	5,7	0,6	1,0	5,4	0,6	1,5	0,0	0,6	6,7
<b>Recorrido 3.4</b>		20,7			8,3			19,3	

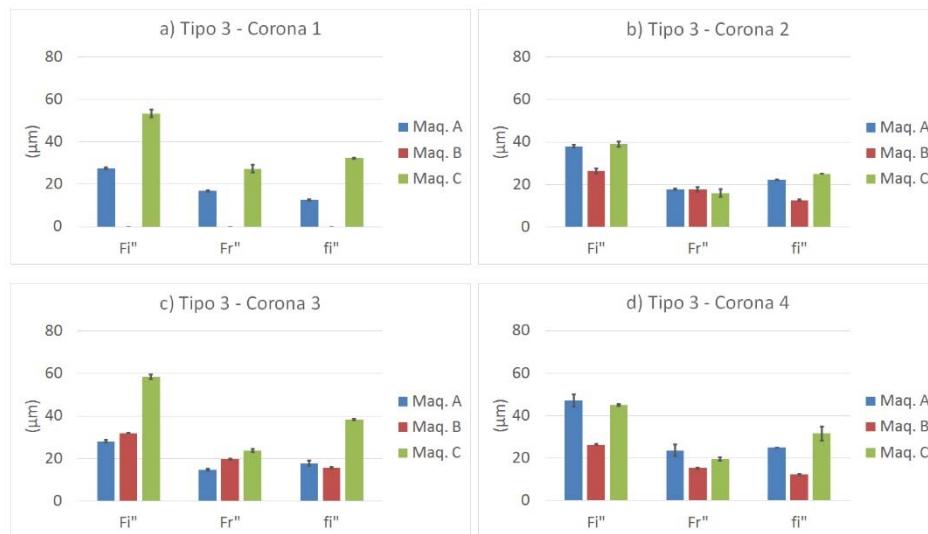


Figura 5.6 *Gráficas de los resultados del Tipo 3 (60/1); a) Corona 3.1; b) Corona 3.2; c) Corona 3.3; d) Corona 3.4*

Finalmente cada participante ha emitido un informe que incluye información acerca de la inspección de las superficies de medición, de la descripción del instrumento de medición utilizado, de la trazabilidad y calibración del equipo, de las técnicas de medición empleadas y de las condiciones ambientales. Además, junto con los resultados obtenidos se solicitó una estimación del cálculo de incertidumbre para un posterior análisis de compatibilidad entre las mediciones (ver apartado 6.4.2).

A la vista de los resultados y partiendo de que este estudio no se ha llevado a cabo por laboratorios metrológicos nacionales ni con patrones de referencia sino con

equipos que podrían ser el reflejo de los procesos industriales actuales, parece que no se han realizado ensayos equivalentes entre las distintas máquinas. A pesar de la repetibilidad individual de cada equipo y de intentar mantener las condiciones de ensayo, los resultados en la intercomparación son tan dispares que no permiten saber con certeza cuál de ellos es el valor “verdadero” y por lo tanto, el grado de calidad de una corona será diferente en función de la máquina utilizada. Esta situación está provocada por la gran cantidad de fuentes de error presentes junto con la falta de normativa clara tanto de ejecución como de calibración de este tipo de dispositivos. Además, tampoco existen laboratorios acreditados ni un patrón nacional de referencia que permita generar una cadena ininterrumpida de comparaciones.

La intercomparación debería servir como una aceptación mutua del resultado entre los diferentes participantes. Para ello, es necesario caracterizar todas las posibles fuentes de error definiendo cuáles son las que tienen un mayor efecto sobre la incertidumbre de los parámetros de rodadura. De esta manera, se pueden definir y corregir las posibles discrepancias tanto en el funcionamiento de los equipos como en los procedimientos de calibración y medición empleados.

#### 5.4 Ensayos de caracterización Máquina 2

La máquina 2 tiene la capacidad de realizar ensayos de rodadura tanto a uno como a dos flancos para engranajes sínfín-corona (ver apartado 3.5.2). Por su estructura, la posición en altura entre las ruedas se regula mediante el desplazamiento del carro porta-sínfín, mientras que la distancia entre centros depende del movimiento del carro porta-coronas. Un segundo carro situado sobre el anterior, incorpora el sistema elástico que realiza el movimiento de vaivén del ensayo a dos flancos (Figura 5.7).

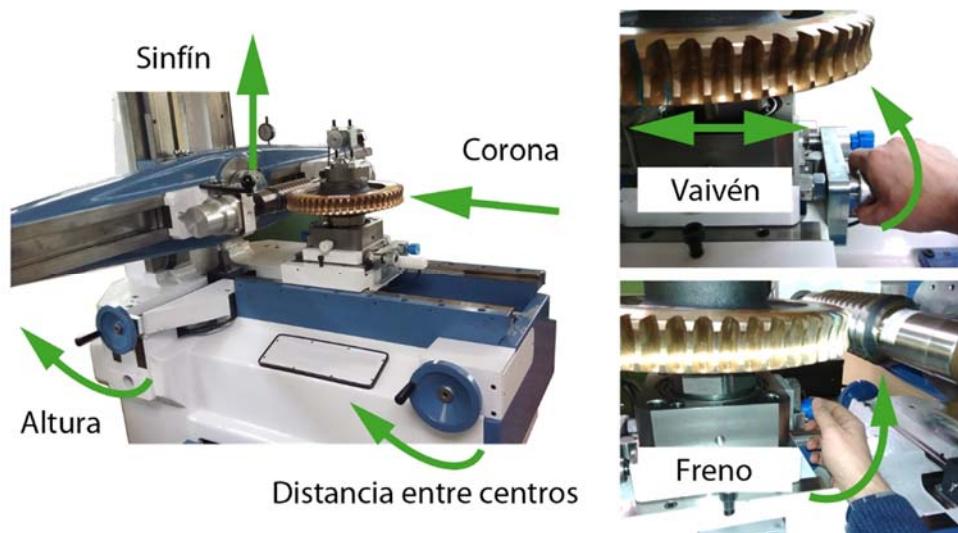


Figura 5.7 Funcionamiento Máquina 2

El montaje del sínfín se realiza igualmente entre puntos, mientras que la corona se fija al eje porta-coronas mediante una pinza expansora autocentrante. Cuando se aplica una fuerza en dirección axial con el apriete de una tuerca, este sistema elimina el juego y minimiza la excentricidad. De esta manera, se garantiza un giro solidario entre eje y corona, necesario para considerar como válidas las lecturas del encoder angular en el ensayo a un flanco (Figura 5.8).



Figura 5.8 Montaje corona mediante pinza expansora

En la caracterización del equipo se ha utilizado un sínfín patrón de una sola entrada de calidad 5 y una corona de 55 dientes de calidad, entre 5 y 6 para ensayos a dos flancos, y entre 8 y 9 para ensayos a un flanco. Los diámetros primitivos de ambas ruedas son de 59 y 281 mm respectivamente, siendo 170 mm la distancia nominal entre centros y 45 mm la altura desde la cara de apoyo de la corona al plano de engrane. Además, los dientes de la transmisión evaluada tienen un ángulo de presión  $20^\circ$ , un módulo normal de 5,09 y un ángulo de hélice de  $4,949^\circ$ . Para estas características, la Tabla 5.17 recoge la clasificación de la calidad en función de los parámetros de rodadura según la ISO 1328-1 y 2 [14], [15].

Tabla 5.17 Valores máximos de los parámetros de rodadura para diámetro 281 y módulo 5, según ISO [14], [15]

Calidad	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_{p'}$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
5	32	25	7	39	23	16
6	45	36	10	54	32	22
7	64	51	14	77	46	32
8	91	72	19	109	64	45
9	129	101	28	154	91	63

Los ensayos se han realizado en la sala de verificación, donde previamente se había procedido a la calibración del equipo, a una temperatura de  $20 \pm 0,5^\circ\text{C}$ . La velocidad empleada ha sido de 25 rpm en el sínfín haciendo girar la corona siempre en sentido horario. Para los ensayos a un flanco, se ha aplicado una pequeña fuerza de frenado de 3 Nm sobre el eje porta-coronas para evitar que se separe el contacto entre los dientes por la inercia del giro. En los ensayos a dos flancos por su parte, la fuerza ejercida por el sistema elástico ha sido de 85 N. En ambos tipos de ensayos, se ha

mantenido la misma posición relativa inicial entre las ruedas durante la ejecución de todas las series de repetibilidad, al igual que se hizo en la primera máquina, para poder comparar mediciones hechas sobre la misma rodadura.

Siguiendo el procedimiento tipo de ejecución de ensayos, se ha adaptado la metodología de trabajo a las características especiales de la máquina. Se han realizado series de diez repeticiones que incluyen resultados de ensayos de rodadura a un flanco, a dos flancos y de la posible relación entre ellos. Las series se han organizado en diferentes bloques que permiten determinar el comportamiento individual de los componentes mediante la variación de parámetros entre ensayos. Los datos obtenidos se introducen como fuente de error en el posterior cálculo de la estimación de incertidumbre de medida (capítulo 6). A la vista de los resultados, se puede determinar que las desviaciones apreciadas en las diferentes partes del equipo se encuentran dentro del error de los propios instrumentos de medida y son un indicativo de la fiabilidad del sistema. Igualmente sucede con el montaje del sínfin entre puntos mientras que, por el contrario, la excentricidad en el montaje de la corona aumenta la incertidumbre.

#### 5.4.1 Parámetros de medición

El resultado del ensayo de rodadura a un flanco también se representa mediante una gráfica de tipo senoidal y sus parámetros son (ver subapartado 2.5.5.1): el error compuesto tangencial ( $F_i'$ ) que representa la diferencia entre la máxima y el mínima desviación angular a lo largo de un periodo de referencia; el error compuesto tangencial diente a diente ( $f_i'$ ) que es la máxima variación a lo largo del ángulo de rotación correspondiente a un engrane; y el error compuesto tangencial de baja frecuencia ( $F_l'$ ) que es la diferencia entre el máximo y el mínimo valor de la componente de baja frecuencia obtenida mediante la Transformada de Fourier. La otra componente resultante de las series de Fourier, denominada error compuesto tangencial diente a diente de alta frecuencia ( $f_k'$ ), tiene un valor muy próximo a  $f_i'$  por lo que normalmente se consideran iguales. Aunque su interpretación es más compleja, la componente de baja frecuencia engloba errores de paso acumulado y excentricidad, mientras que la de alta lo hace de errores de tallado del diente.

Por otro lado, a los parámetros habituales de ensayos de rodadura a dos flancos ( $F_i'', f_i'', F_r''$ ) se les añade uno nuevo asociado a la tolerancia de montaje denominado discrepancia de la distancia de rodadura entre flancos ( $A_a''$ ). Este parámetro se define como la diferencia de la distancia entre ejes a fondo real ( $a''_{real}$ ) y la distancia entre ejes a fondo teórica ( $a''$ ), y depende de la holgura entre los dientes de la transmisión. Si bien su análisis es similar al que se realiza en la medición del espesor de diente mediante ensayos compuestos radiales para engranajes cilíndricos en la ISO 100064-2:1996

[17], no está recogido ni regulado bajo ninguna norma. A pesar de ello, se está utilizando en entornos industriales, por su carácter práctico, ya que permite pronosticar incompatibilidades de funcionamiento de engranajes, aun cuando sus tallados son de buena calidad y están validados mediante ensayos de rodadura a dos flancos.

Por definición, los parámetros de rodadura a dos flancos son resultado de la diferencia entre un valor máximo y uno mínimo. Cuanto menor sea esa diferencia se presupone una mejor calidad del engranaje verificado. Aun así, esto sólo es un indicativo parcial del futuro comportamiento de la transmisión en su montaje final. Por ello, es necesario, en base a la experiencia [17], establecer los límites más adecuados del juego de los dientes de la corona teniendo en cuenta que el engrane se realiza con un sínfín de producción y acoplado a un mecanismo con unas tolerancias de montaje prefijadas.

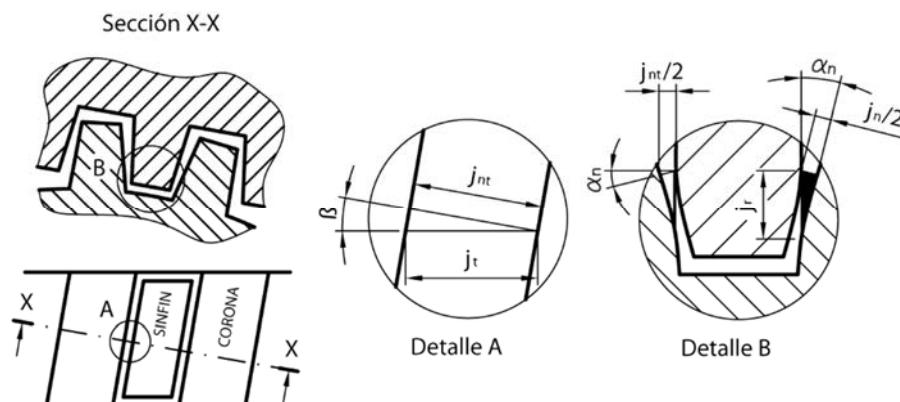


Figura 5.9 Relación entre juego circunferencial, normal y radial en corona

Para que una transmisión funcione libre de interferencias es necesario que exista cierta holgura entre los dientes de ambos engranajes. Para ello, el espesor de los dientes tiene que ser inferior al tamaño del hueco entre diente y diente. La diferencia medida sobre el diámetro primitivo es lo que se denomina juego circunferencial o tangencial ( $j_t$ ). Por otro lado, el juego normal ( $j_n$ ) es la distancia más corta entre los flancos no activos de dos engranajes, cuando están en contacto los flancos activos, o lo que es lo mismo es el juego tangencial proyectado sobre un plano paralelo al normal (Figura 5.9). Está relacionado con el anterior de acuerdo a la ecuación (5.1), siendo  $\alpha_n$  el ángulo de presión normal y  $\beta$  el ángulo de la hélice, y es el que se considera como juego de referencia durante proceso de fabricación.

$$j_n = j_t \cdot \cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta) \quad (5.1)$$

Así mismo, el juego radial ( $j_r$ ) es la cantidad que tendría que disminuir la distancia nominal entre centros para que los flancos derecho e izquierdo de un engrane estuvieran en contacto (Figura 5.9). Se puede calcular a partir del juego normal ( $j_n$ ) y del ángulo de presión ( $\alpha_n$ ) (5.2).

$$j_r = \frac{j_n}{2 \cdot \operatorname{sen}(\alpha_n)} \quad (5.2)$$

El juego normal y radial están íntimamente ligados con los ensayo de rodadura a dos flancos. Es posible establecer los límites entre los que se deben encontrar los valores de rodadura para asegurar un correcto funcionamiento. Una mayor holgura en los dientes implica un mayor acercamiento de los centros mientras que por el contrario una menor holgura los mantiene más alejados entre sí.

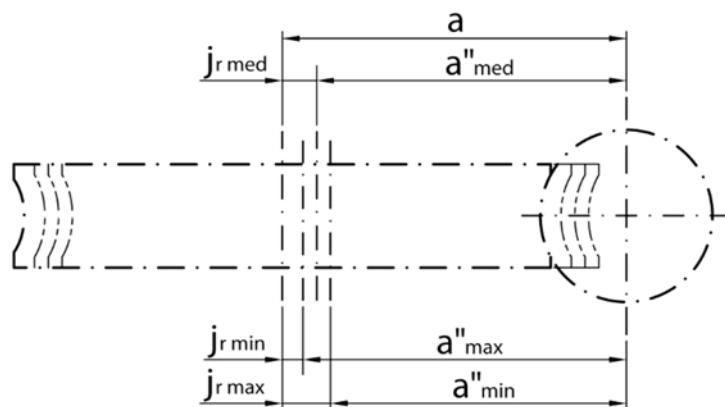


Figura 5.10 Esquema de juegos radiales máximo y mínimo

A partir de los juegos normales, mínimo y máximo, estipulados en el diseño de la corona, se pueden acotar los valores del juego radial (ecuaciones (5.3) y (5.4)) y por lo tanto limitar las posiciones máxima y mínima de la distancia entre ejes a fondo de diente teórica. Estos valores se obtienen como diferencia de la distancia nominal entre centros y sus correspondientes juegos radiales calculados (ecuaciones (5.6) y (5.7)) (Figura 5.10). Aunque no hay nada estipulado al respecto, es recomendable utilizar como valor nominal entre centros el valor promedio de sus tolerancias de montaje ( $a_T$ ).

$$j_{r \text{ min}} = \frac{j_t \text{ min} \cdot \cos(\beta)}{2 \cdot \operatorname{tag}(\alpha_n)} \quad (5.3)$$

$$j_{r \text{ max}} = \frac{j_t \text{ max} \cdot \cos(\beta)}{2 \cdot \operatorname{tag}(\alpha_n)} \quad (5.4)$$

$$a''_{\text{max}} = a_T - j_{r \text{ min}} \quad (5.5)$$

$$a''_{\text{min}} = a_T - j_{r \text{ max}} \quad (5.6)$$

Donde:

$j_{r\ min}$ , es el juego radial mínimo;

$j_{r\ max}$ , es el juego radial máximo;

$a''_{max}$ , es la distancia entre ejes a fondo de dientes máxima;

$a''_{min}$ , es la distancia entre ejes a fondo de dientes mínima;

$a_T$ , es la distancia nominal entre centros promedio.

La discrepancia de la distancia de rodadura entre flancos ( $Aa''$ ) (5.7), se calcula como diferencia entre el promedio de todos los valores capturados en el ensayo de la distancia entre ejes a fondo real ( $a''_{real}$ ) y el valor medio de los límites de la distancia entre ejes a fondo teórica ( $a''_{med}$ ) (5.8).

$$Aa'' = a''_{real} - a''_{med} \quad (5.7)$$

Siendo:

$$a''_{med} = \frac{a''_{max} + a''_{min}}{2} \quad (5.8)$$

De esta manera,  $a''_{med}$  se considera como el valor de referencia de un intervalo simétrico cuyos límites superior ( $Aa''_{sup}$ ) e inferior ( $Aa''_{inf}$ ) son iguales pero cambiados de signo (ecuaciones (5.9) y (5.10)).

$$Aa''_{sup} = a''_{max} - a''_{med} \quad (5.9)$$

$$Aa''_{inf} = a''_{min} - a''_{med} \quad (5.10)$$

Para dar validez funcional a la calidad de un engranaje es necesario que su parámetro de rodadura  $Aa''$  se encuentre dentro de esos límites (Figura 5.11). Valores por debajo del límite inferior implican holguras más ajustadas que pueden producir interferencias e incluso el bloqueo de la transmisión. Por el contrario, rebasar el límite superior establecido disminuye el contacto entre los dientes lo que supone pérdida en el rendimiento y la generación de vibraciones debido al exceso de juego entre los dientes.

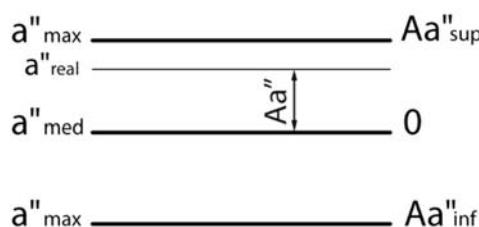


Figura 5.11 Detalle límites inferior y superior parámetro  $Aa''$

#### 5.4.2 Ensayos básicos de repetibilidad y metodología M2

Aunque conceptualmente el procedimiento de caracterización de este nuevo equipo es muy similar al seguido en el primero, el desarrollo de las series de medición difiere parcialmente por sus características especiales. De alguna manera, se tienen que poder reflejar en los resultados las posibles relaciones entre los ensayos de ambos tipos cuando se mantienen las condiciones de operación. Para ello, no sólo es necesario realizar series independientes de uno u otro ensayo sino también de ensayos alternos. Esto implica una metodología distinta en la organización y ejecución de las series de repetibilidad.

La primera serie básica comprende diez ensayos seguidos de rodadura a un flanco (SF) sin modificar ningún parámetro y comenzando siempre desde el mismo diente (Tabla 5.18). La preparación del ensayo ha sido la habitual: se disponen las ruedas en la posición nominal según sus características; se aplica un pequeño par de freno sobre el eje porta-coronas; a continuación se ejecuta el ensayo; y finalmente hay que volver a dejar los engranajes en el punto inicial estipulado antes de comenzar de nuevo otra medición, girando la corona en el mismo sentido de ensayo en modo manual. Al igual que en el apartado de caracterización de la Máquina 1, las tablas que resumen los ensayos de repetibilidad de la Máquina 2 contienen el promedio, el recorrido entre máximo y mínimo, y la desviación estándar de cada parámetro. Toda esta información es fundamental para poder estimar, de manera experimental, la incertidumbre de medida de este equipo.

*Tabla 5.18 Resultados ensayo “repetibilidad básica SF” M2*

#### Ensayo básico a un flanco (Single Flank - SF) M2

SF	F <sub>i'</sub> (μm)	F <sub>r'</sub> (μm)	f <sub>i'</sub> (μm)
<b>Media</b>	85,6	74,6	25,6
<b>Recorrido</b>	10,6	10,3	1,8
<b>Desv. Estándar</b>	3,4	3,6	0,6

La segunda serie básica recoge los resultados análogos de diez ensayos de rodadura a dos flancos (DF) procediendo de manera idéntica (0). En este caso, sin aplicar el par de freno pero sí liberando el carro secundario justo antes de iniciar la medición.

*Tabla 5.19 Resultados ensayo “repetibilidad básica DF” M2*

#### Ensayo básico a dos flancos (Double Flank - DF) M2

DF	F <sub>i''</sub> (μm)	F <sub>r''</sub> (μm)	f <sub>i''</sub> (μm)	Aa'' (μm)
<b>Media</b>	32,6	22,9	13,6	-16,3
<b>Recorrido</b>	2,1	2,8	1,4	1,2
<b>Desv.</b>	0,9	1,2	0,6	0,5

La tercera y última de las series básicas consiste en alternar un ensayo a un flanco con otro a dos flancos repitiendo diez veces esta secuencia (Tabla 5.20). Aunque es evidente que se introducen pequeñas variaciones aleatorias como consecuencia de ejecutar primero uno y después otro, esta forma de evaluación resulta la más óptima ya que es imposible aplicar los dos principios de medición a la vez en un único ensayo, salvo que se empleen varias ruedas patrón simultáneamente [33], [71], [73] que, a su vez, implicarían otras fuentes de error diferentes.

*Tabla 5.20 Resultados ensayo “repetibilidad básica SF+DF” M2*

Ensayo básico a uno y dos flancos (SF + DF) M2			
SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	84,0	72,8	26,0
<b>Recorrido</b>	1,6	0,5	2,6
<b>Desv.</b>	0,5	0,2	0,8
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ ) $Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	32,2	22,2	14,4      -15,4
<b>Recorrido</b>	0,5	0,3	1,5      0,7
<b>Desv.</b>	0,2	0,1	0,6      0,2

Los primeros datos obtenidos a partir de las series básicas de ensayo de la Máquina 2 muestran la fiabilidad del sistema, con desviaciones estándar dentro del error de lectura de los propios instrumentos. En el caso de los parámetros de ensayo SF, los errores angulares vienen indicados en micrómetros sobre el diámetro primitivo de la corona. Transformando el error del propio encoder angular ( $\pm 2,5''$ ) se obtiene  $\pm 1,7$  micrómetros sobre un diámetro de 281 mm, que es aproximadamente la mitad de la desviación del parámetro  $F_i'$  en la primera serie. Por otro lado, las variaciones de los resultados en los parámetros de ensayo DF están por debajo de  $\pm 1 \mu\text{m}$  que son los errores tanto del encoder como del palpador lineal. Curiosamente, cuando se alternan los ensayos en la tercera serie, la repetibilidad de los parámetros más elevados de las series anteriores mejora.

#### 5.4.3 Ensayos de repetibilidad de los componentes M2

Siguiendo la metodología de los ensayos básicos, se han realizado sucesivas series en las que uno o varios parámetros han sido modificados para estudiar su influencia sobre el comportamiento del equipo. En algunos casos, se han obtenido resultados completos incluyendo la serie de ensayos de rodadura a un flanco, la serie a dos flancos y la serie que combina uno de cada tipo cada vez, para cada modificación propuesta. En otros, tras observar que no existen cambios apreciables, se ha optado directamente por realizar solamente la tercera de las series. En cualquier caso, en todas ellas se mantienen las condiciones de operación y el punto inicial de ensayo.

Previo a cualquier conjunto de series, se ha visto conveniente validar en primer lugar el funcionamiento del carro secundario y su correspondiente sistema elástico que proporciona el movimiento de vaivén en el ensayo a dos flancos. Para ello, se bloquea y libera dicho carro justo antes de comenzar cada ensayo, cuando las ruedas se encuentran en su posición de inicio. Aunque, a la vista de los resultados (Tabla 5.21), seguramente hubiese sido suficiente con los datos de las series básicas dando por supuesto que no iba a haber una variación apreciable.

*Tabla 5.21 Resultados ensayo “retirar carro secundario porta-coronas” M2*

<b>Retirar carro secundario porta-coronas M2 (Sólo DF)</b>				
<b>DF</b>	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	32,5	23,1	13,7	-15,9
<b>Recorrido</b>	1,8	1,4	1,0	1,8
<b>Desv.</b>	0,7	0,6	0,4	0,8

En el primer bloque de series se ha evaluado la influencia del desplazamiento del carro principal porta-coronas (Tabla 5.22, Tabla 5.23, Tabla 5.24). Para ello, se han separado las ruedas al menos 100 mm de la distancia entre centros para volverlas a dejar en la posición nominal entre ensayo y ensayo. En el caso de la tercera serie, el desplazamiento se ha realizado una vez ejecutados el ensayo a uno y dos flancos de la misma tanda seguidos.

*Tabla 5.22 Resultados ensayo “desplazar carro principal porta-coronas SF” M2*

<b>Desplazar carro principal porta-coronas (SF) M2</b>			
<b>SF</b>	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	87,3	76,4	26,7
<b>Recorrido</b>	5,4	5,2	2,8
<b>Desv. Estándar</b>	2,3	2,4	1,1

*Tabla 5.23 Resultados ensayo “desplazar carro principal porta-coronas DF” M2*

<b>Desplazar carro principal porta-coronas (DF) M2</b>				
<b>DF</b>	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	31,7	22,2	13,7	-15,7
<b>Recorrido</b>	2,5	2,0	1,5	1,1
<b>Desv.</b>	0,9	1,0	0,6	0,5

*Tabla 5.24 Resultados ensayo “desplazar carro principal porta-coronas SF+DF” M2*

Desplazar carro principal porta-coronas (SF+DF)			
SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	82,7	71,6	27,5
<b>Recorrido</b>	0,2	0,8	1,4
<b>Desv.</b>	0,1	0,3	0,6
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	32,9	23,2	14,4
<b>Recorrido</b>	0,4	0,7	1,9
<b>Desv.</b>	0,2	0,3	0,8
			Aa'' ( $\mu\text{m}$ )
			-15,6
			1,5
			0,7

En el segundo conjunto de series, se ha procedido de manera muy similar al anterior pero desplazando el carro vertical porta-sínfín. Para ello, es importante bloquear el carro secundario y separar ligeramente el carro principal porta-coronas para que no haya interferencias ni golpes entre los dientes de las ruedas. Entre medición y medición, se ha movido el sínfín 10 mm hacia arriba o hacia abajo, de manera alterna, volviéndolo a dejar a la altura nominal de ensayo antes de comenzar la siguiente medición.

*Tabla 5.25 Resultados ensayo “desplazar carro vertical porta-sínfín SF” M2*

Desplazar carro vertical porta-sínfín (SF) M2			
SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	86,4	75,0	26,9
<b>Recorrido</b>	8,6	9,2	1,7
<b>Desv. Estándar</b>	4,0	4,1	0,7

*Tabla 5.26 Resultados ensayo “desplazar carro vertical porta-sínfín DF” M2*

Desplazar carro vertical porta-sínfín (DF) M2			
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	32,3	22,8	13,4
<b>Recorrido</b>	2,4	1,5	1,0
<b>Desv.</b>	1,2	0,8	0,6
			Aa'' ( $\mu\text{m}$ )
			-18,6
			1,2
			0,7

*Tabla 5.27 Resultados ensayo “desplazar carro vertical porta-sínfín SF+DF” M2*

Desplazar carro vertical porta-sínfín (SF+DF)			
SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	87,0	76,4	26,0
<b>Recorrido</b>	1,0	0,8	2,1
<b>Desv.</b>	0,5	0,3	0,8
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	33,1	23,6	13,9
<b>Recorrido</b>	0,7	0,4	1,1
<b>Desv.</b>	0,3	0,2	0,5
			Aa'' ( $\mu\text{m}$ )
			-17,8
			1,5
			0,6

El siguiente conjunto de ensayos incluye el desplazamiento combinado de los movimientos principales de la máquina, es decir que antes de comenzar el correspondiente ensayo se han desplazado los tres carros: el porta-sinfín, el principal porta-coronas y el secundario. De esta manera, se recoge información acerca de lo que ocurre en el posicionamiento real de un ensayo cualquiera (Tabla 5.28). Como se puede observar, solamente se han hecho ensayos de la tercera serie, ensayo a un flanco y dos flancos seguidos entre cambio y cambio, ya que previamente se han obtenido los datos de funcionamiento individual de cada elemento por independiente.

*Tabla 5.28 Resultados ensayo “desplazar carro principal, secundario y vertical SF+DF” M2*

**Desplazar todos los carros: principal, secundario y vertical M2**

SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	86,6	76,5	25,6
<b>Recorrido</b>	0,3	0,5	0,6
<b>Desv.</b>	0,1	0,2	0,3
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	33,0	23,4	14,4
<b>Recorrido</b>	0,6	0,2	1,3
<b>Desv.</b>	0,2	0,1	0,6
			$Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
			-17,4
			2,0
			0,7

Dando un paso más, también se ha comprobado la repetibilidad del reinicio del sistema. Esta serie es muy similar a la anterior ya que al poner en marcha la máquina, es necesario desplazar todos los elementos hasta que reconozcan sus marcas de referencia asegurando las lecturas de posición (Tabla 5.29). La principal diferencia es que al error de posicionamiento se añade el de la puesta a cero de los instrumentos de lectura.

*Tabla 5.29 Resultados ensayo “reinicio sistema SF+DF” M2*

**Reinicio sistema M2**

SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	87,0	76,5	25,6
<b>Recorrido</b>	0,4	1,4	1,1
<b>Desv.</b>	0,2	0,7	0,6
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	32,3	22,3	14,3
<b>Recorrido</b>	2,0	2,2	0,8
<b>Desv.</b>	1,1	1,3	0,4
			$Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
			-18,0
			1,5
			0,8

La última de las series de esta fase ha consistido en cambiar una de las condiciones de ensayo. Se han comenzado los ensayos desde puntos aleatorios, es decir desde dientes diferentes, asegurando abarcar el mayor número de posiciones distintas para que la muestra pudiera ser significativa (Tabla 5.30). Este cambio no representa, por sí mismo, ninguna variación cuantitativa en los parámetros de rodadura ya que la

posición relativa entre las ruedas es similar y la rodadura es prácticamente la misma. De hecho, la diferencia principal está en el desplazamiento de la representación gráfica debido al desfase entre ensayo y ensayo.

Tabla 5.30 *Resultados ensayo “comienzo en diente aleatorio SF+DF” M2*

Comienzo en diente aleatorio M2			
SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	86,5	75,9	26,0
<b>Recorrido</b>	4,6	5,1	1,1
<b>Desv.</b>	1,8	2,2	0,5
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ ) $Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	33,3	21,7	17,3      -16,1
<b>Recorrido</b>	2,4	1,8	0,8      1,6
<b>Desv.</b>	0,9	0,8	0,4      0,7

El análisis de los resultados demuestra la estabilidad y repetibilidad del sistema tanto a nivel individual como combinando de varios efectos a la vez. Se mantiene el rango de error calculado en las series básicas dentro del error de los instrumentos de medición, incluso tiende a disminuir cuando se suman varias influencias a la vez, posiblemente por la compensación de errores entre ellos.

#### 5.4.4 Ensayos de repetibilidad montaje ruedas M2

En otra fase de caracterización de este segundo equipo, se ha procedido a determinar la influencia del montaje de las ruedas empleadas en los ensayos. Esto requiere la manipulación por parte del operador, tanto del sínfín patrón como de la corona a verificar, lo que puede acarrear fuentes de error no controladas.

Siguiendo las directrices anteriores de las condiciones generales de operación y de ejecución, se han realizado tres conjuntos de ensayos con una estructura idéntica a la tercera de las series básicas. Cada uno de ellos, recoge los resultados de diez repeticiones de la misma secuencia de ensayos compuesta por uno a un flanco y otro seguido a dos flancos antes de volver a modificar las condiciones de partida.

El primero de ellos ha consistido en desmontar y montar el sínfín patrón, volviéndolo a situar en la misma posición inicial entre secuencia y secuencia de doble ensayo (Tabla 5.31). Se debe separar el carro principal porta-coronas la suficiente distancia como para poder realizar esta acción sin riesgo de que se golpeen entre sí los engranajes. Además, hay que ser cuidadoso en el montaje y vigilar que la cadena cinemática del arrastre no fuerce la elasticidad del sistema de carga rápida del contrapunto, para evitar generar algún tipo de excentricidad extra en el giro del sínfín.

*Tabla 5.31 Resultados ensayo “montaje sinfín patrón SF+DF” M2*

Montaje sinfín patrón M2			
SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	87,4	76,5	25,9
<b>Recorrido</b>	11,5	8,5	2,6
<b>Desv.</b>	4,6	4,0	1,0
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ ) $Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	32,1	23,2	13,5 -16,8
<b>Recorrido</b>	0,9	0,5	1,1 2,1
<b>Desv.</b>	0,3	0,2	0,3 0,8

Para el segundo bloque, se ha desmontado la corona volviéndola a disponer en la misma posición con respecto al eje y a la pinza entre pareja de ensayos (Tabla 5.32). El comienzo de la secuencia también se realiza en idéntico punto en todas ellas. Aunque estos ensayos sólo den una visión parcial del comportamiento en el montaje de la corona, reflejan tanto efectos individuales como la repetición en el apriete del casquillo expansor.

*Tabla 5.32 Resultados ensayo “montaje corona mismo punto SF+DF” M2*

Montaje corona (montaje y comienzo ensayo mismo punto) M2			
SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	88,3	76,3	24,8
<b>Recorrido</b>	6,0	7,8	0,9
<b>Desv.</b>	2,6	3,3	0,3
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ ) $Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	30,7	21,2	15,4 -16,5
<b>Recorrido</b>	5,5	3,5	0,6 0,9
<b>Desv.</b>	2,1	1,5	0,2 0,4

En la última de las series, tanto el montaje de la corona como el punto de inicio, entre secuencias de ensayos, se han hecho de forma completamente aleatoria ya que es prudente considerar que la excentricidad de la rueda a verificar puede darse en cualquier orientación (Tabla 5.33). La evaluación debe incluir por tanto cualquier valor posible en el desarrollo normal de una medición lo que implica una aleatoriedad controlada que contenga resultados alrededor de toda la corona.

Tabla 5.33 Resultados ensayo "montaje aleatorio corona SF+DF" M2

Montaje aleatorio corona M2			
SF	$F_i'$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_l'$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i'$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	86,3	74,9	23,6
<b>Recorrido</b>	21,9	23,2	4,4
<b>Desv.</b>	7,8	8,0	1,4
DF	$F_i''$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_r''$ ( $\mu\text{m}$ )	$f_i''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>Media</b>	28,0	18,6	17,3
<b>Recorrido</b>	10,2	9,8	1,6
<b>Desv.</b>	3,8	3,3	0,5
			Aa'' ( $\mu\text{m}$ )
			-16,1
			3,0
			1,1

En el ensayo a dos flancos, la corona puede permanecer libre de sujeciones mientras que, para la ejecución del ensayo a un flanco, debe girar solidaria con su eje, y este a su vez con el rotor del encoder angular. A pesar de haber utilizado para ello una pinza expansora, en teoría autocentrante, los resultados son similares a los obtenidos en la primera máquina con un casquillo calibrado. Aunque no tienen por qué ser comparables, ya que se han verificado dos transmisiones completamente diferentes con distinto sistema de fijación, se aprecia con claridad cuál está siendo la mayor fuente de error en la medición. La desviación estándar del montaje del sínfín se mueve en un rango similar al error del resto de elementos de la máquina. Aumenta parcialmente cuando se intenta repetir la posición en el montaje de la corona. Si el posicionamiento de ésta es aleatorio, lo que sucede habitualmente en el proceso de medición, la incertidumbre de los parámetros  $F_p'$  y  $F_r''$ , y por lo tanto también la de los totales  $F_i'$  y  $F_i''$ , se incrementan considerablemente debido a la variación de la orientación de la excentricidad. En lo que respecta a la desviación estándar de los parámetros restantes, tanto  $f_i'$  y  $f_i''$  que definen el tallado de los dientes como  $Aa''$  que determina su juego promedio, permanecen constantes siendo afectados de manera ínfima.

Por otro lado, las oscilaciones en los datos del tercer bloque debidas a la excentricidad en el montaje de la corona amplifican las posibles relaciones entre los resultados de ambos ensayos. El hecho de haber realizado parejas de ensayos sin modificar ningún parámetro garantiza la correlación entre ellos. Aunque no son concluyentes y en principio no se percibe ningún tipo de correspondencia clara, se atisba una tendencia a que disminuyan los valores de los parámetros a un flanco cuando crecen los de dos flancos por efecto de la orientación de la excentricidad total. Las gráficas (Figura 5.12) muestran una comparativa entre parámetros equivalentes, de uno y otro tipo, en posiciones de montaje aleatorias alrededor de toda la corona. Evidentemente, sería necesario un estudio de mayor alcance y profundidad donde se incluyesen diferentes tamaños, relaciones de transmisión y fijaciones, para poder dar como válida cualquier conclusión.

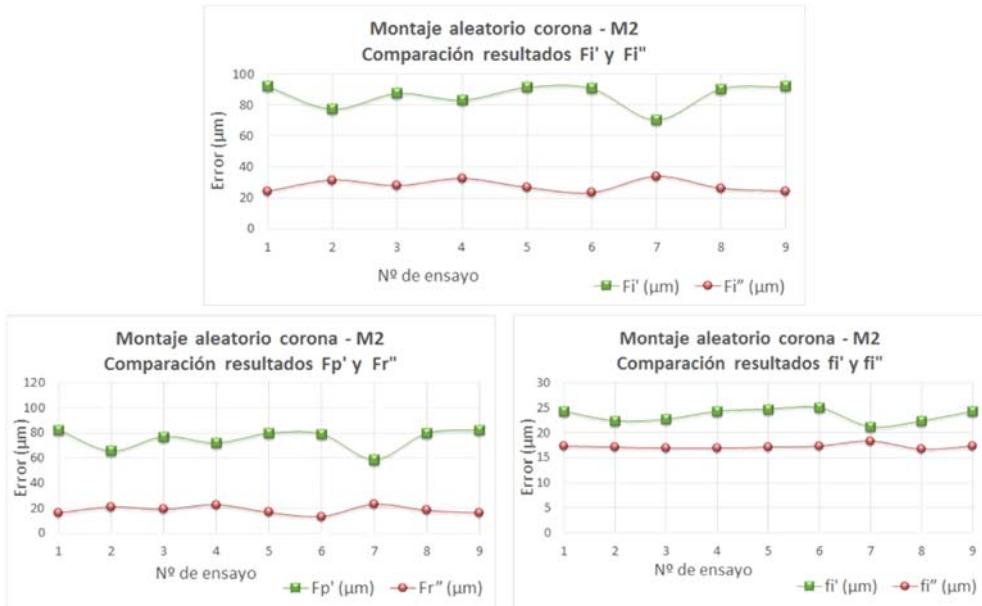


Figura 5.12 Graficas comparativas entre parámetros de SF y DF

## 5.5 Caracterización de ensayos de rodadura

Según la GUM [135], en el cálculo de la incertidumbre típica combinada  $u_c(y)$ , para magnitudes de entrada no correlacionadas, las derivadas parciales describen cómo varía la estimación de salida ( $y$ ), en función de las variaciones en los valores de las estimaciones de entrada ( $x_1, x_2, \dots, x_N$ ). Frecuentemente, a estas derivadas se les denomina coeficientes de sensibilidad ( $c_i$ ). La varianza combinada  $u_c^2(y)$  se considera como una suma de términos, cada uno de ellos representando la varianza estimada asociada a ( $y$ ), debido a la varianza estimada asociada a cada estimación de entrada ( $x_i$ ) (ecuación 5.11).

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left[ \frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u^2(x_i) = \sum_{i=1}^N [c_i u(x_i)]^2 \equiv \sum_{i=1}^N u_i^2(y) \quad (5.11)$$

Los coeficientes de sensibilidad pueden determinarse de forma experimental, en lugar de calcularlos a partir de una función, midiendo la variación de salida producida por la variación de una magnitud de entrada dada, manteniendo constantes el resto de magnitudes de entrada. En ese caso, la función ( $f$ ) se reduce a un desarrollo empírico en serie de Taylor de primer orden, basado en los coeficientes de sensibilidad medidos.

A partir de la caracterización experimental de los ensayos, realizada en la Máquina 2, se han podido establecer los coeficientes de sensibilidad entre las diversas fuentes de error y los parámetros de rodadura, tanto de uno como de dos flancos. Las relaciones calculadas sirven para transformar las posibles variaciones de distancia

entre centros, altura o perpendicularidad entre los ejes, encontradas en la calibración de los equipos, en términos válidos de incertidumbre de medición de rodadura.

Por otro lado, la caracterización experimental también incluye el estudio de la influencia de otro tipo de variables como la velocidad de giro, la fuerza del sistema de frenado del eje porta-coronas y la fuerza del sistema elástico del carro secundario. Aunque a priori no deberían afectar al resultado, ya que en teoría no modifican la geometría del sistema, lo cierto es que se observan variaciones en alguno de los casos.

### 5.5.1 Coeficientes de sensibilidad experimentales

Parece lógico pensar que para conseguir mediciones exactas y precisas de rodadura resulta primordial realizar ensayos en la posición nominal teórica. Sin embargo, en los resultados de calibración, tanto de la Máquina 1 (Apartado 4.4) como de la Máquina 2 (Apartado 4.5), aparecen errores no compensados numéricamente que suponen variaciones inesperadas en la distancia nominal entre centros, en la altura y en la perpendicularidad entre los ejes. Todos ellos, no tienen por qué afectar por igual a los parámetros de rodadura, sino que cada uno influye de manera diferente sobre la incertidumbre de medida. Experimentalmente se ha determinado la proporción que cada fuente de error aporta sobre la incertidumbre de los parámetros de rodadura mediante ensayos de repetibilidad en diferentes posiciones, alturas y orientaciones. Para ello, se han empleado las mismas ruedas y metodología que en la tercera de las series de la caracterización de la Máquina 2, donde se realizaba un ensayo a un flanco (SF) seguido de otro a dos flancos (DF), sin hacer cambios entre uno y otro, empezando siempre desde la misma posición. Como la repetibilidad de la Máquina 2 era conocida, se consideró suficiente con tres repeticiones de esta secuencia (SF+DF) por cada variación, al estar próxima a los errores de los instrumentos de medida.

#### 5.5.1.1 Influencia de la variación de la distancia entre centros

En primer lugar, tras una serie inicial a la distancia nominal entre centros (170,000 mm) se han hecho mediciones con las ruedas a mayor y a menor distancia entre centros. Éstas se han llevado a cabo en 7 posiciones diferentes, manteniendo fija la posición del sínfín patrón y desplazando el carro principal porta-coronas en intervalos de 0,050 mm. Independientemente de las aparentes líneas de tendencia generadas, ya sean de tipo lineal o polinómico, los coeficientes de sensibilidad se han calculado a partir de las máximas pendientes en valor absoluto desde el valor nominal hasta los valores promedio de cada serie de ensayos (Figura 5.13). De esta manera, se consideran las opciones más desfavorables que incluyen todos los valores posibles y por lo tanto integra la mayor incertidumbre admisible.

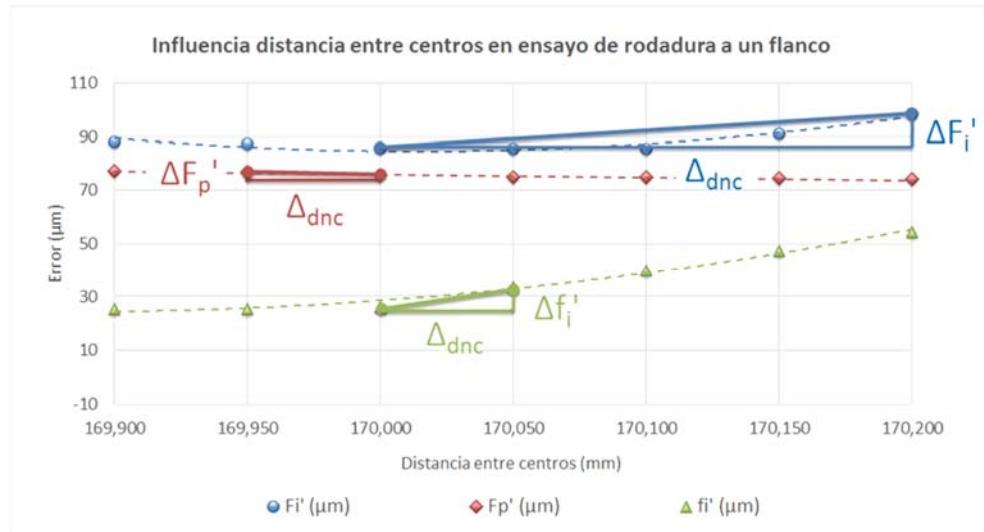


Figura 5.13 Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a un flanco por efecto de la distancia entre centros de las ruedas

En la Tabla 5.34, se muestran los resultados de las mediciones realizadas donde se pueden ver las variaciones que sufren los diferentes parámetros de rodadura por efecto de la modificación de la distancia entre centros. De entre todos ellos, en un tono más oscuro se señalan los valores que generan mayor influencia por parámetro y con los que se ha realizado el cálculo del coeficiente de sensibilidad, visible en la última fila, con respecto a su correspondiente referencia a 170,000. La penúltima fila, por su parte, incluye la desviación estándar total entre las mediciones permitiendo reconocer la oscilación sufrida.

Tabla 5.34 Resultados de la influencia de la distancia entre centros sobre los parámetros de rodadura

Distancia e/c (mm)	$Fi'$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fp'$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi'$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fr''$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
169,900	88,2	77,3	25,1	31,0	21,5	14,4	-18,3
169,950	87,1	76,9	25,5	31,8	22,0	14,8	-18,6
170,000	85,9	75,7	26,1	32,3	23,1	13,8	-18,0
170,050	85,2	74,9	33,4	32,5	23,4	13,6	-18,1
170,100	85,4	74,8	39,9	32,6	23,4	13,5	-17,1
170,150	90,9	74,4	47,2	32,6	23,4	13,7	-17,4
170,200	98,4	74,0	54,3	32,4	23,4	13,5	-17,0
Desv. Est.	4,7	1,2	11,6	0,6	0,8	0,5	0,6
Ci max	0,063	0,024	0,147	0,013	0,022	0,019	0,013

Mediante las ecuaciones (5.12) y (5.13), se realiza el ejemplo del cálculo de los coeficiente de sensibilidad de  $Fi'$  y  $Fi''$ ,  $c_{dnc}(Fi')$  y  $c_{dnc}(Fi'')$  respectivamente, para la variación de la distancia nominal entre centros. Como se puede apreciar, se obtienen

como relación entre las diferencias de los parámetros de rodadura y la variación entre centros, a partir de los valores experimentales.

$$c_{dnc}(F'_i) = \frac{\Delta F'_i}{\Delta dnc} = \left| \frac{(98,4 - 85,9)}{(170,200 - 170,000) \cdot 1000} \right| = \frac{12,5 \mu m}{200 \mu m} = 0,063 \quad (5.12)$$

$$c_{dnc}(F''_i) = \frac{\Delta F''_i}{\Delta dnc} = \left| \frac{(31,0 - 32,3)}{(169,900 - 170,000) \cdot 1000} \right| = \frac{1,3 \mu m}{100 \mu m} = 0,013 \quad (5.13)$$

Aunque principalmente interesan los coeficientes de sensibilidad de los parámetros totales ( $F'_i$  y  $F''_i$ ) para el cálculo de incertidumbre de los equipos, las gráficas de SF y DF también incluyen información acerca de cómo la distancia entre centros afecta al comportamiento de los parámetros descompuestos (ver Figura 5.13 y Figura 5.14).

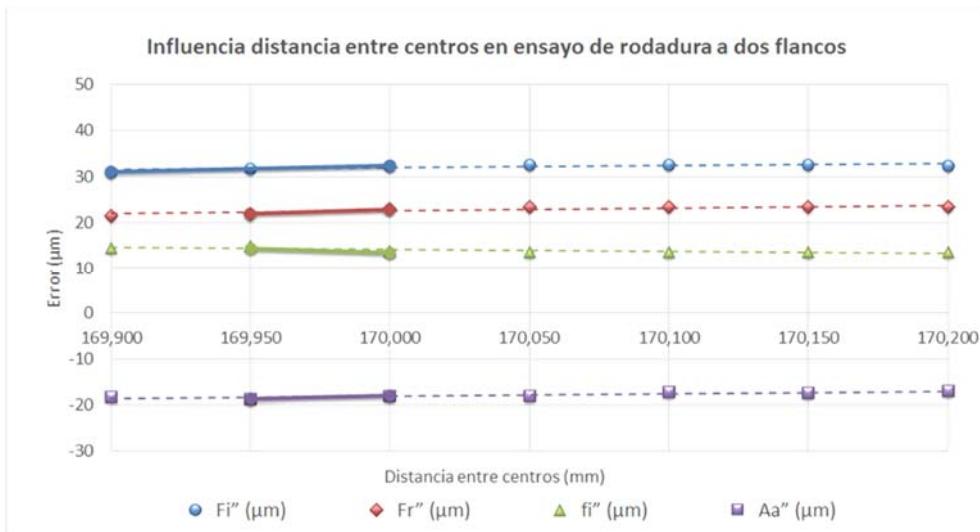


Figura 5.14 Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a dos flancos por efecto de la distancia entre centros de las ruedas

En líneas generales, se observa que la influencia de la variación de la distancia entre centros es relativamente pequeña. Quizás se podría destacar que el error de transmisión diente a diente ( $fi'$ ) tiende a crecer a medida que aumenta la distancia entre centros y por su efecto también lo hace el error total ( $F'_i$ ). En cambio, apenas hay variaciones apreciables en los parámetros de rodadura a dos flancos. No obstante, el efecto final sobre la estimación de la incertidumbre dependerá de la cantidad de error residual del proceso de calibración, que se desarrolla en el siguiente capítulo.

### 5.5.1.2 Influencia de la variación en altura

Procediendo de forma muy similar a la anterior, se han establecido experimentalmente los coeficientes de sensibilidad debidas a las variaciones de la posición relativa en altura entre las ruedas. En esta ocasión, se han realizado 7 series de medición dejando fija la posición de la corona y desplazando verticalmente el carro porta-sinfín en intervalos de 0,050 mm. Se ha aumentado y disminuido la cota nominal de 45,000 mm siendo ésta la distancia desde la cara de apoyo de la corona hasta el eje del sinfín. De nuevo, se consideran los módulos de las pendientes máximas posibles de cada uno de los parámetros de rodadura, como situación más desfavorable para poder incorporar la máxima incertidumbre teórica (Figura 5.15 y Figura 5.16).

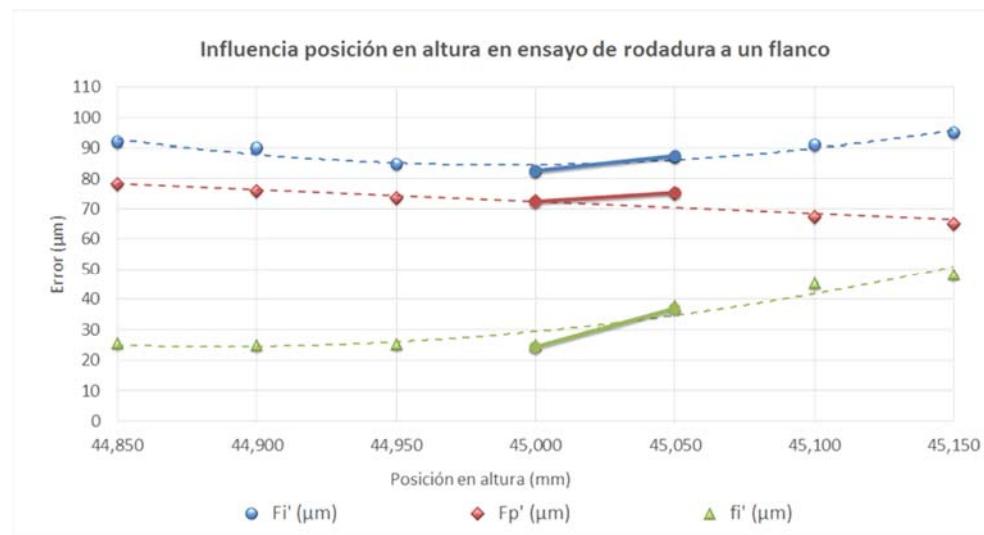


Figura 5.15 Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a un flanco por efecto de la altura entre ruedas

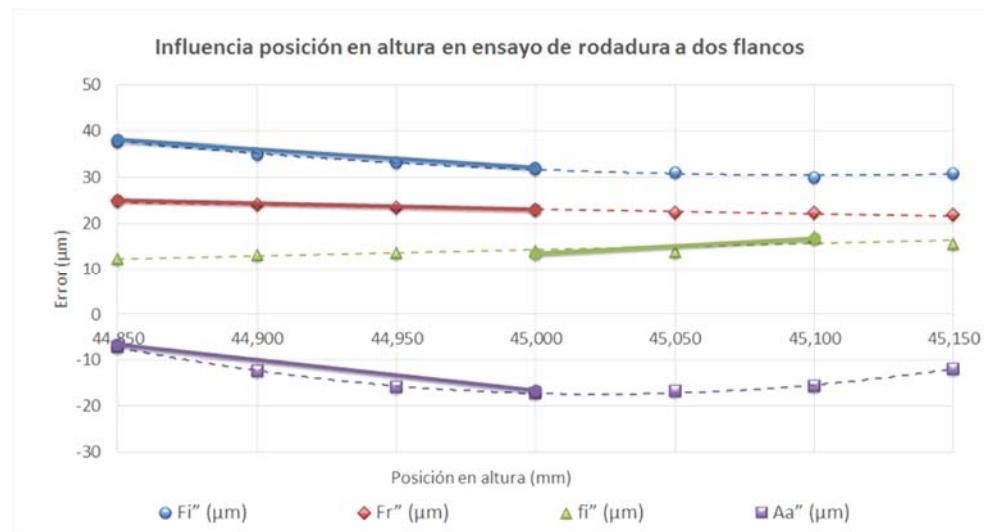


Figura 5.16 Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a dos flancos por efecto de la altura entre ruedas

Por otro lado, en la Tabla 5.35 se pueden consultar los valores promedio obtenidos de cada parámetro de rodadura en cada serie realizada a diferentes alturas. Los valores más oscuros representan los puntos con mayor pendiente desde la posición nominal de 45,000 y permiten hacer el cálculo correspondiente de los coeficientes de sensibilidad siguiendo el procedimiento de las ecuaciones anteriores (5.12) y (5.13).

*Tabla 5.35 Resultados de la influencia de la variación de la altura sobre los parámetros de rodadura*

Altura (mm)	$Fi'$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fp'$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi'$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fr''$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>44,850</b>	92,0	78,0	25,5	37,9	25,0	12,3	-7,2
<b>44,900</b>	90,0	75,7	25,0	35,1	24,0	13,1	-12,2
<b>44,950</b>	84,7	73,5	25,3	33,2	23,3	13,7	-15,9
<b>45,000</b>	82,3	72,4	24,9	31,9	23,1	14,0	-17,2
<b>45,050</b>	87,1	75,3	37,8	31,0	22,4	13,9	-16,8
<b>45,100</b>	91,2	67,2	45,2	30,0	22,3	17,2	-15,7
<b>45,150</b>	95,0	65,0	48,2	30,9	21,9	15,7	-11,9
<b>Desv.</b>	4,4	4,7	10,4	2,8	1,1	1,7	3,6
<b>Ci max</b>	0,096	0,056	0,258	0,040	0,013	0,032	0,067

Cuando se varía la altura entre las ruedas, se observa una tendencia creciente del error total de transmisión ( $Fi'$ ), en cualquier dirección, como resultado de un descenso progresivo del error de baja frecuencia ( $Fp'$ ) y el incremento paulatino del de alta frecuencia ( $fi'$ ) a medida que aumenta la altura. En cambio, se observa un decrecimiento general en error total radial ( $Fi''$ ), por efecto del descenso del error de baja frecuencia y el crecimiento del error diente a diente ( $fi''$ ). Por su parte, el mínimo valor del parámetro  $Aa''$  se encuentra en la posición nominal, aumentado cuando se abandona dicha posición. No obstante, aunque los coeficientes de sensibilidad por efecto de variación en altura son más elevados que los anteriores, en torno al doble, a priori no se puede determinar lo especialmente relevantes que serán en el cálculo de incertidumbre por afectar a términos diferentes.

### 5.5.1.3 Influencia de la pérdida de perpendicularidad entre ejes

La variación de la perpendicularidad entre los ejes, del sinfín patrón y de la corona, genera un error en el ángulo de la hélice de la transmisión. Para poder controlar el ángulo que forman ambos ejes, la Máquina 2 incorpora un travesaño, montado sobre el carro porta-sinfín, capaz de girar libremente sobre su centro (Figura 5.17a). Mediante un palpador milesimal situado en un lateral, conociendo su posición inicial, es posible determinar el ángulo girado por el sinfín patrón a partir de la posición de calibración (Figura 5.17b). El sistema permite regular y bloquear con precisión la orientación del travesaño mediante dos pernos roscados contrapuestos, de paso conocido (Figura 5.17c).

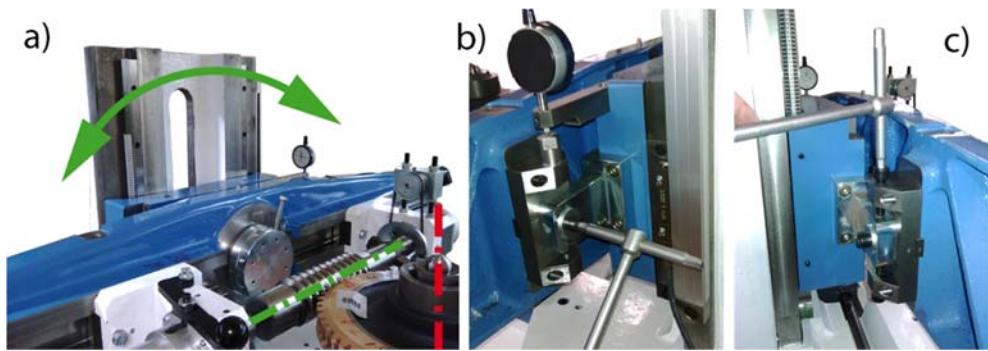


Figura 5.17 Regulación del ángulo del travesaño

Para calcular los coeficientes de sensibilidad debidos a la influencia de la variación del ángulo entre los ejes, se han realizado mediciones cada  $50 \mu\text{m}$  en el reloj comparador, lo que supone variaciones de aproximadamente  $37''$  en la inclinación del eje. Considerando la horizontal como la posición de referencia ( $0^\circ 0' 0''$ ), se han obtenido valores de 15 series dentro de un rango de  $-258''$  a  $+258''$ , tomando como positivo el sentido de giro contrario a las agujas del reloj, mirando de frente el travesaño. Entre serie y serie, la corona ha permanecido en su posición nominal y se han mantenido el resto de las condiciones de ensayo. La tendencia general de cada parámetro de rodadura se puede ver en las Figura 5.18 y Figura 5.19, donde también están representadas las rectas de mayor pendiente posible, en términos absolutos, con respecto a la posición de referencia.

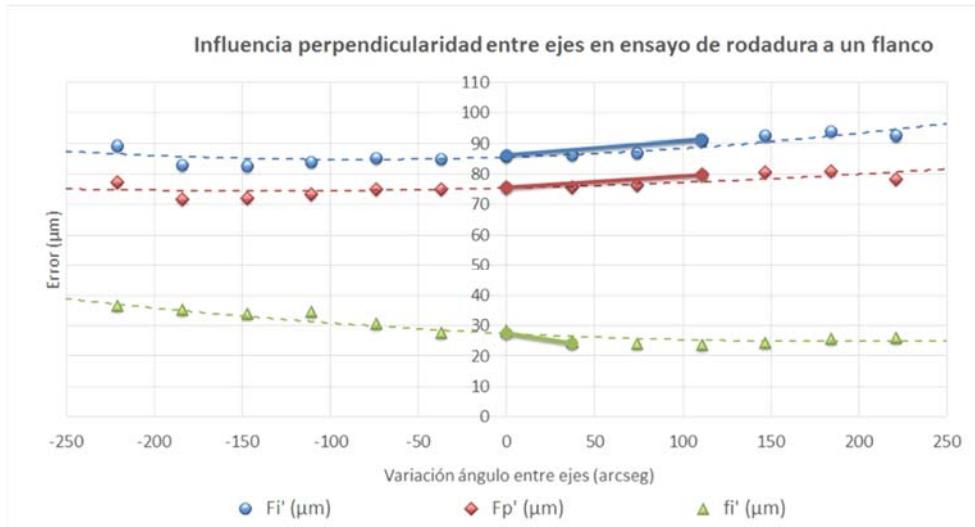


Figura 5.18 Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a un flanco por efecto de la falta de perpendicularidad entre ejes

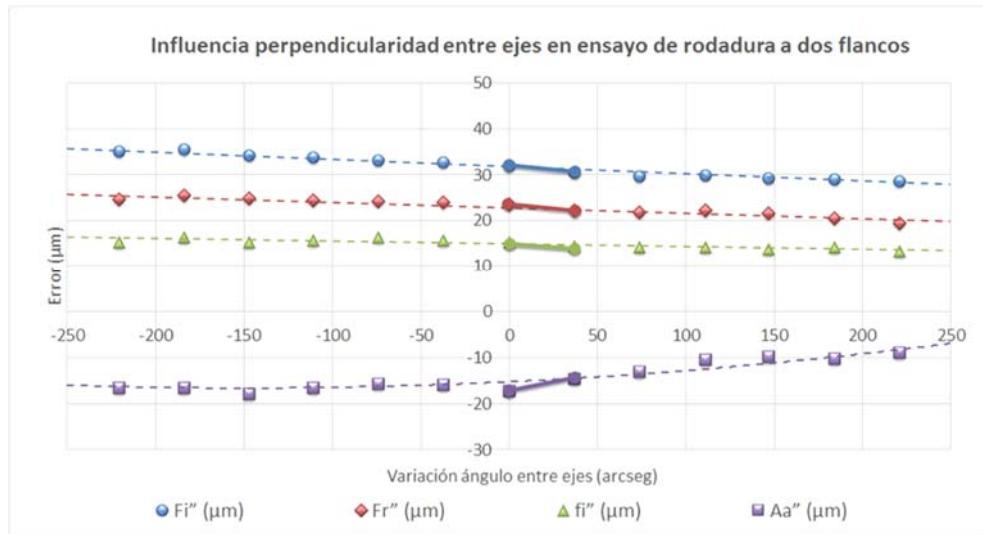


Figura 5.19 Gráfica de las variaciones de los parámetros de rodadura a dos flancos por efecto de la falta de perpendicularidad entre ejes

Como en el resto de las influencias estudiadas anteriormente, la Tabla 5.36 recoge los valores promedio de las mediciones de cada serie, e indica los valores empleados para el cálculo de los coeficientes de sensibilidad en un tono más oscuro.

Tabla 5.36 Resultados de la influencia de la variación del ángulo entre los ejes sobre los parámetros de rodadura

Ángulo (arcseg)	$Fi'$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fp'$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi'$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fr''$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
-258	89,5	77,0	37,4	35,6	25,0	16,2	-14,9
-221	89,0	77,5	36,7	35,1	24,8	15,3	-16,5
-184	82,9	71,6	35,3	35,7	25,5	16,3	-16,6
-147	82,6	72,1	33,8	34,3	24,8	15,3	-18,0
-111	84,0	73,3	34,5	33,9	24,5	15,8	-16,6
-74	85,2	75,0	30,8	33,2	24,1	16,3	-15,7
-37	85,0	75,1	27,6	32,8	23,9	15,8	-16,0
0	86,0	75,8	28,2	32,0	23,5	15,2	-17,3
37	86,0	75,8	24,6	30,5	22,1	14,4	-14,6
74	86,8	76,3	24,0	29,6	21,8	14,1	-13,0
111	91,2	79,8	23,6	30,0	22,2	14,1	-10,5
147	92,3	80,5	24,4	29,3	21,5	13,7	-9,8
184	93,9	81,0	25,7	29,1	20,6	14,1	-10,4
221	92,6	78,5	26,0	28,6	19,4	13,4	-8,9
258	95,6	80,7	25,4	28,4	19,6	13,2	-7,3
Desv.	4,2	3,0	5,0	2,7	2,0	1,1	3,5
Ci max	0,046	0,036	0,097	0,039	0,037	0,021	0,074

Los coeficientes de sensibilidad de la variación del ángulo entre los ejes resultantes están en el mismo orden de magnitud que sus homónimos del resto de influencias. La estimación del cálculo de incertidumbre revelará la importancia de cada

uno de ellos sobre los valores de rodadura. Por otro lado, se observa una tendencia creciente, tanto del error total de transmisión ( $Fi'$ ) como del error de baja frecuencia tangencial ( $Fp'$ ), a medida que se alejan los ejes de la perpendicularidad. No sucede lo mismo con el error de alta frecuencia tangencia ( $fi'$ ), ya que, a pesar de su comportamiento parabólico, tiende a decrecer con los ángulos positivos. Aunque de tipo lineal, tanto los parámetros de rodadura radiales compuestos ( $Fi''$ ) como los descompuestos ( $Fr''$  y  $fi''$ ) también tienden a decrecer con los ángulos positivos. Contrariamente a ellos, los valores de  $Aa''$  aumentan con ángulos positivos entre los ejes. Hay que recordar, que en este caso, se consideran como ángulos positivos los que hacer girar el eje del sínfin en sentido antihorario, visto desde la corona, lo que implica un aumento en el ángulo de su hélice al ser un engranaje dextrógiro o tallado a derechas.

### 5.5.2 Influencia de otras variables

En la ejecución de ensayos de rodadura, existen algunas variables que aunque no modifican la geometría de los engranajes actúan sobre la dinámica y las condiciones del ensayo. Algunas de ellas, como la velocidad de giro y la fuerza del sistema de frenado del eje porta-coronas están indicadas de modo general en la VDI/VDE 2608 [30]. En concreto, se recomiendan velocidades de ensayo por debajo de 30 rpm y pares de frenado de 1 a 5 Nm (sólo para ensayos a un flanco), pero sin especificar nada acerca de tipos y tamaños de engranajes. Por ello, se han realizado pruebas para conocer si existe algún tipo de influencia que pueden generar estas variables dentro de los valores establecidos.

Siguiendo el procedimiento de los apartados anteriores, se han realizado 5 series de mediciones (SF+DF) en la posición nominal de las ruedas a diferentes velocidades. Los valores promedio, calculados a partir de tres repeticiones por serie, así como la desviación estándar total de los parámetros de rodadura resultantes se muestran en la Tabla 5.37.

*Tabla 5.37 Resultados de la influencia de velocidad sobre los parámetros de rodadura*

Velocidad (rpm)	$Fi'$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fp'$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi'$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fr''$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
5	87,7	77,2	26,0	32,2	23,6	12,3	-18,5
10	88,8	78,7	25,0	32,3	23,3	13,8	-18,2
15	89,0	78,5	25,3	32,2	23,8	13,6	-17,8
20	88,9	78,2	24,9	32,6	23,8	14,7	-17,5
25	88,5	77,9	25,4	31,4	22,4	15,5	-18,1
Desv. Est.	0,5	0,6	0,4	0,4	0,6	1,2	0,4

En la Figura 5.20 y Figura 5.21, se han representado gráficamente los datos obtenidos y se observa que, salvo el error diente a diente radial ( $f_i''$ ) que parece crecer ligeramente a medida que aumenta la velocidad de ensayo, no existen variaciones apreciables en los resultados por debajo de la velocidad recomendada por la norma.

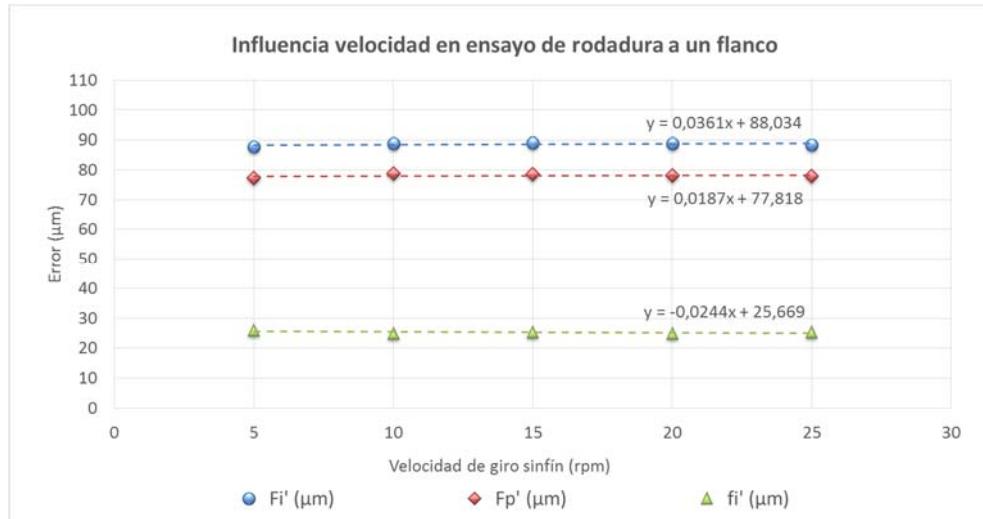


Figura 5.20 Gráfica de la influencia de la velocidad de giro del sínfin sobre los parámetros de rodadura a un flanco

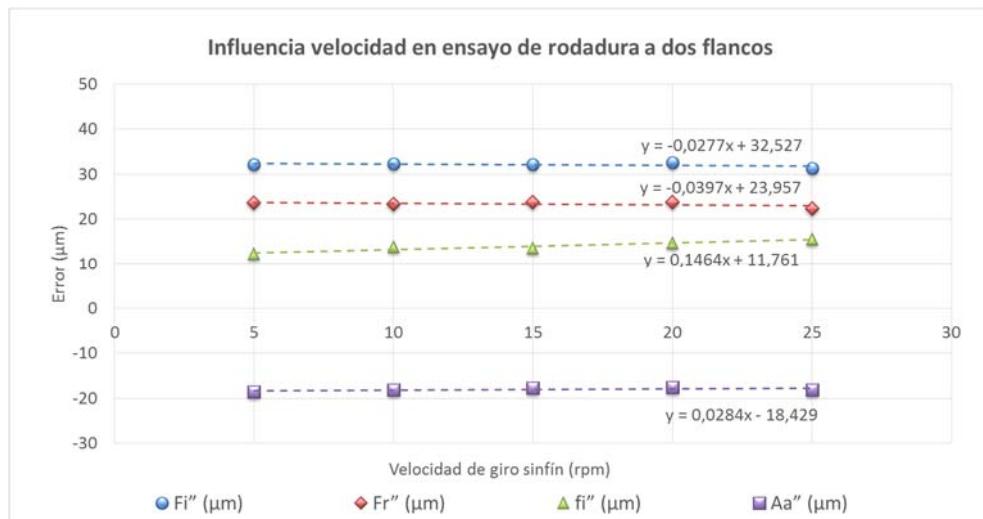
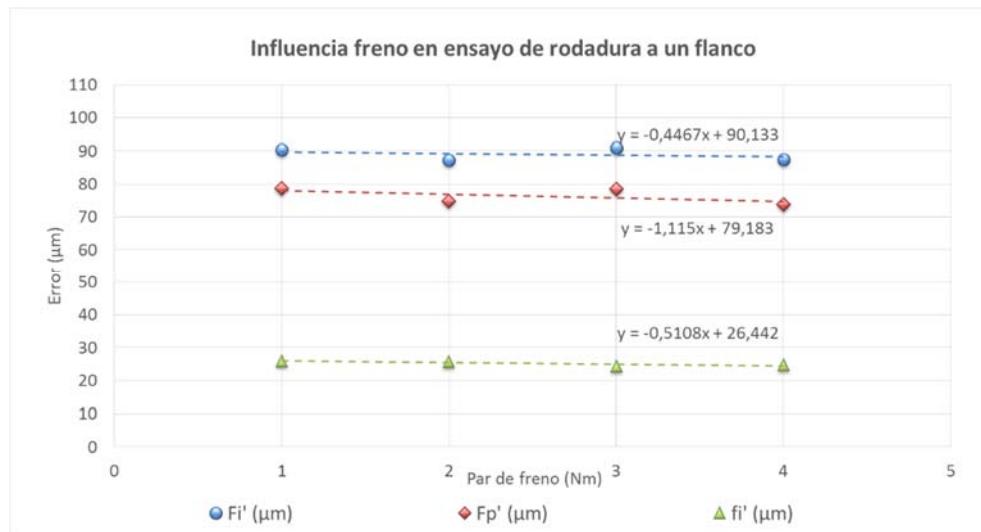


Figura 5.21 Gráfica de la influencia de la velocidad de giro del sínfin sobre los parámetros de rodadura a dos flancos

Igualmente, se han realizado ensayos modificando el par de frenado del eje porta-coronas, que es el que evita la pérdida del contacto entre los dientes por efecto de la inercia en el ensayo a un flanco. La Tabla 5.38 recoge los resultados y se muestran gráficamente en la Figura 5.22. No se observan diferencias apreciables cuando se ensaya a diferentes fuerzas, dentro del rango establecido por la norma.

*Tabla 5.38 Resultados de la influencia de la fuerza de frenado sobre los parámetros de rodadura a un flanco*

Par Freno (Nm)	$Fi'$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fr'$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi'$ ( $\mu\text{m}$ )
1	87,5	73,7	24,7
2	91,0	78,4	24,3
3	87,2	74,8	25,7
4	90,3	78,7	25,9
Desv. Est.	1,9	2,5	0,8



*Figura 5.22 Gráfica de la influencia del freno del eje porta-coronas sobre los parámetros de rodadura a un flanco*

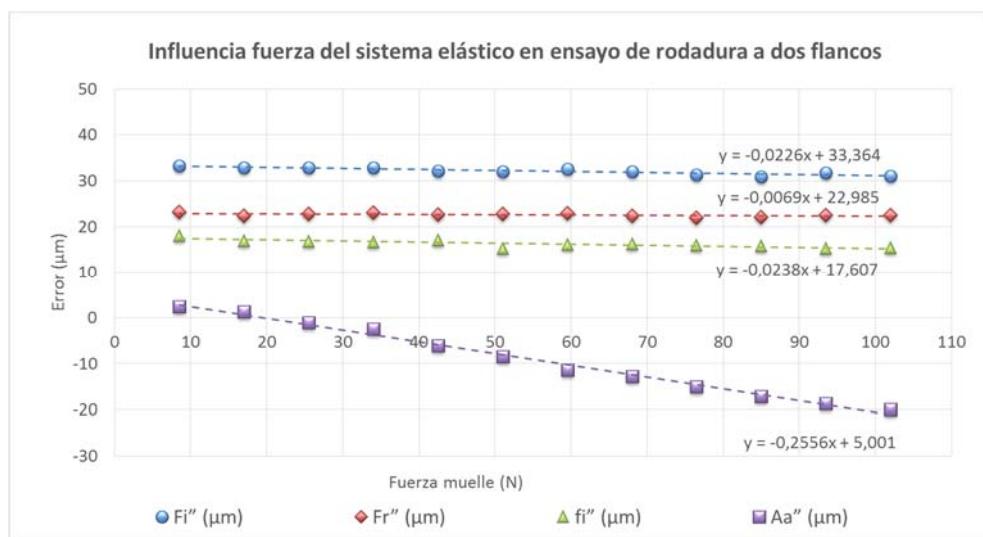
Por otro lado, en lo que respecta al comportamiento del sistema elástico del ensayo a dos flancos, ni la VDI/VDE 2608 [30] ni ninguna norma ISO especifican la fuerza a aplicar en los ensayos. Solamente indican que se debe de asegurar el contacto a fondo entre dientes durante toda la medición sin deformar el contacto. Por su parte, la AGMA 915-2-A05 [32] es la única que recoge valores recomendados, de manera muy general, en función del tamaño de las ruedas. Para comprobar si existe alguna relación entre la fuerza aplicada y los parámetros de rodadura, se han realizado 12 series de ensayos a dos flancos variando la tensión del sistema elástico del carro secundario entre ellas.

Los resultados obtenidos, plasmados en la Tabla 5.39 y la Figura 5.23, revelan una variación importante del parámetro  $Aa''$ . Cuanta mayor es la fuerza aplicada menor es el parámetro, lo que significa que la distancia entre centros tiende a ser menor en todos los puntos capturados. Por su parte, el resto de parámetros ( $Fi''$ ,  $Fr''$  y  $fi''$ ) no sufren cambios aparentes por el efecto de la fuerza del sistema elástico. Este fenómeno hace pensar que se está produciendo una pequeña deformación local en todos los contactos por igual o que existe algún tipo de histéresis mecánica en alguno de los

elementos, siendo mayor cuanta más fuerza se ejerce, disminuyendo así la distancia entre centros.

*Tabla 5.39 Resultados de la influencia de la fuerza del sistema elástico sobre los parámetros de rodadura a dos flancos*

Fuerza (N)	$Fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Fr''$ ( $\mu\text{m}$ )	$fi''$ ( $\mu\text{m}$ )	$Aa''$ ( $\mu\text{m}$ )
<b>9</b>	33,3	23,2	18,1	2,4
<b>17</b>	32,8	22,3	17,0	1,2
<b>26</b>	32,8	22,8	16,8	-1,1
<b>34</b>	32,8	23,1	16,6	-2,4
<b>43</b>	32,1	22,7	17,1	-6,2
<b>51</b>	32,0	22,8	15,3	-8,5
<b>60</b>	32,5	22,9	16,1	-11,5
<b>68</b>	32,1	22,4	16,2	-12,8
<b>77</b>	31,3	21,9	15,9	-15,0
<b>85</b>	30,9	22,1	15,8	-17,1
<b>94</b>	31,7	22,6	15,2	-18,6
<b>102</b>	31,0	22,5	15,4	-19,9
<b>Desv.</b>	0,8	0,4	0,9	7,9



*Figura 5.23 Gráfica de la influencia de la fuerza del sistema elástico sobre los parámetros de rodadura a dos flancos*

Aunque la información de la normativa actual vigente referente a los ensayos de rodadura es muy general y ambigua en cuanto a variables como la velocidad y las fuerzas a emplear, se puede decir que líneas generales parece suficiente siempre que no se rebasen los límites estipulados. No obstante, se han observado variaciones en el parámetro  $Aa''$  que, aunque no esté regulado bajo norma, demuestran que efectivamente la rodadura se puede estar afectada dinámicamente.

# **6 CÁLCULO DE LA INCERTIDUMBRE DE MEDIDA**

---

En este capítulo se realiza la estimación de incertidumbre de medida de las máquinas desarrolladas en este trabajo. Tras una descripción de los conceptos más generales acerca de la incertidumbre de medida y de las fuentes de error, se explican los distintos métodos posibles a emplear para los equipos de ensayos por rodadura. Mediante un balance de incertidumbre se puede cuantificar la contribución individual de cada fuente de error para posteriormente minimizarla. De esta manera, se proponen dos expresiones para estimar la incertidumbre del proceso de medición de engranajes sínfín-corona mediante ensayos de rodadura a uno y dos flancos. Finalmente, se ha calculado la incertidumbre de ambas máquinas, a partir de los datos obtenidos tanto en la calibración como en la caracterización experimental, y se proponen una serie de mejoras en base a los resultados obtenidos.

## **6.1 Introducción**

Cuando se realiza repetidamente una medición de cualquier tipo, supuestamente bajo las mismas condiciones de operación, se observa que los resultados no suelen ser idénticos sino que sufren ciertas variaciones. Además, ocasionalmente se obtiene algún resultado inusual, obviamente erróneo, que se ignora en el análisis posterior de los datos. También se pueden producir diferencias si la medición se prolonga en el tiempo o la realiza otro metrólogo aunque reproduzca exactamente los pasos fijados en la ejecución del ensayo. Por ello, la validez de un proceso de medición pasa por estimar un rango esperado de valores denominado “incertidumbre de medida” [115].

Por otro lado, la determinación de la incertidumbre de medida está vinculada a la calibración del propio instrumento de medición, de tal manera que una vez calibrado queda establecida su incertidumbre. Aun así, es importante comprender que hay muchos factores más allá del propio instrumento que pueden afectar a la incertidumbre de la medición. A menudo, la contribución del instrumento es pequeña comparada con la de otras fuentes de error por ello es mejor referirse a la

incertidumbre del proceso de medición que únicamente a la incertidumbre del instrumento.

El objetivo de la evaluación de la incertidumbre de medida es estimar de qué manera los errores de las diversas fuentes combinadas afectan al proceso de medición. Cuando en una calibración se determina la incertidumbre de medida expandida ( $U_{95}$ ) de un instrumento, se indica que hay un 95% de probabilidad de que el verdadero valor se encuentre dentro del rango definido por la incertidumbre. Habitualmente, en cualquier proceso de medición se acepta un valor de incertidumbre de hasta el 10% de la tolerancia del parámetro medido. En ciertas inspecciones de engranajes esto es técnicamente imposible por lo que se aceptan incertidumbres incluso del 20 o 30 % cuando se manejan tolerancias por debajo de los 10  $\mu\text{m}$  [96]. Esto es debido a que en la verificación de engranajes se realizan mediciones dinámicas de geometrías complejas que llevan asociadas una gran cantidad de fuentes de error que impiden determinar incertidumbres pequeñas.

Esta circunstancia se hace más evidente en la evaluación de los ensayos de rodadura. El mero hecho de hacer rodar un engranaje contra otro patrón no es una medición de una dimensión, aunque el resultado sí que lo sea. La gran cantidad de lecturas no es un único valor sino cientos o incluso miles de datos que son posteriormente filtrados y tratados para obtener unos parámetros concretos. Además, las mediciones son evaluadas en micrómetros, que son rangos de dimensiones en las que cualquier resto de material, suciedad o imperfecciones en la superficie pueden distorsionar la inspección. Todo ello junto con la falta de artefactos de rodadura calibrados para parámetros compuestos por los laboratorios nacionales hacen que determinar la incertidumbre del proceso de medición sea el método más apropiado para asegurar la precisión de estos sistemas de medida dinámicos [69], [70].

## 6.2 Fuentes de error e incertidumbre

En los resultados de medición aparecen regularmente diferentes tipos de error como son los errores sistemáticos, los errores aleatorios, las derivas y los valores aberrantes. Todos ellos por naturaleza son sistemáticos aun cuando no se perciban como tal [144]. Por definición, un error sistemático ( $ER$ ) es la diferencia entre el resultado de una medición ( $MR$ ) y el valor verdadero ( $TV$ ), y pueden ser caracterizados por el tamaño y el signo (+ o -) (Ecuación 6.1).

$$ER = MR - TV \quad (6.1)$$

Los errores aleatorios son errores sistemáticos originados por cantidades aleatorias de influencia no controladas. Estos se pueden caracterizar por la desviación típica y la distribución. El valor medio de los errores aleatorios se considera con

frecuencia la base para la evaluación del error sistemático (Figura 6.1). En cambio, la deriva está originada por una influencia sistemática de magnitudes de influencia no controladas. El efecto del tiempo o del desgaste es un ejemplo de ello por lo que la deriva puede caracterizarse mediante un cambio por unidad de tiempo o por cantidad de uso. Por último, los valores aberrantes se deben a incidentes no repetibles en la medición. Los errores humanos de lectura, de escritura o de manejo equivocado del equipo de medición así como el ruido eléctrico o mecánico, suelen ser las causas más frecuentes y son imposibles de caracterizar de antemano.

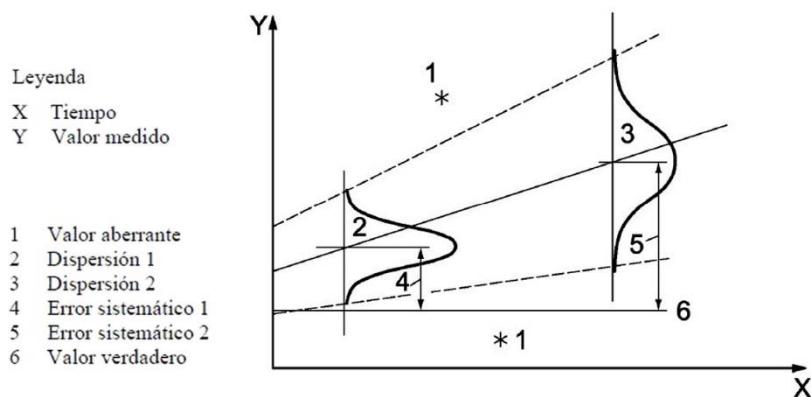


Figura 6.1 *Tipos de errores en los resultados de medición (fuente [144])*

Las incertidumbres que aparecen en un proceso de medición serán una combinación de errores conocidos y desconocidos procedentes de diversas componentes de error. Ni estas ni la sumas de estas son las mismas en todos los casos, siendo posible adoptar un método sistemático para determinar las distintas causas o el efecto combinado de las diez diferentes causas, indicadas en la Figura 6.2, para cada instrumento en particular [144].

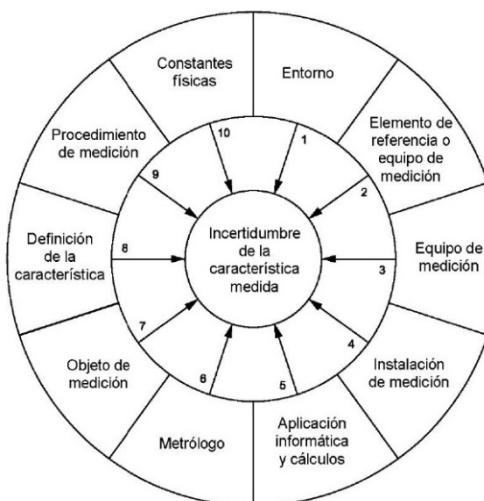


Figura 6.2 *Componentes de la incertidumbre en la medición (fuente [144])*

Normalmente cada una de las causas influye individualmente en el resultado de la medición aunque en muchos casos interfieren incluso entre sí, produciendo incertidumbres adicionales. Para realizar un balance de incertidumbre acertado es necesario conocer el instrumento a evaluar y tener amplia experiencia en su manejo. En ese proceso, es importante valorar adecuadamente cada componente de incertidumbre, pudiendo agrupar algunos de ellos para una mayor comodidad.

Tanto la normativa general de evaluación de instrumentos de medición de engranajes, ISO 18653:2003 [124], como la específica de evaluación de equipos de rodadura a dos flancos, ANSI/AGMA 2116-A05 [96], incluyen un listado con las principales contribuciones a tener en cuenta como base para la valoración de las fuentes de incertidumbre. En él aparecen las influencias del entorno, incluidas temperatura y vibraciones; las características de la calibración y de los artefactos empleados; la repetibilidad y reproducibilidad del instrumento; la alineación mecánica de los componentes, los errores de montaje y la excentricidad de los ejes; el sistema de filtrado, la respuesta dinámica y la precisión del equipo; el sistema de control y ejecución de ensayos; la evaluación del software de medición; y por último el operador.

Por su parte y en la misma línea, la norma ISO/TR 10064-5:2005 [9], “Code of Inspection Practice – Part5: Recommendations relative to evaluation of gear measuring instruments”, establece que los problemas más comunes que incrementan la incertidumbre de medida suelen ser las especificaciones inapropiadas; los errores de runout y excentricidades durante la fabricación y la medición del engranaje; los errores de montaje en los instrumentos de medición y en máquina-herramienta; y los métodos de medición inadecuados.

Si se engloban las influencias según el esquema de las diez categorías que estipula la ISO 14253-2:2011 [144] y visible anteriormente en la Figura 6.2, se podrían considerar los siguientes componentes de error o incertidumbre para los procesos de medición de engranajes por rodadura:

1. Entorno de la medición: en la mayor parte de los casos la temperatura es la principal componente de la incertidumbre del entorno. Esta afecta directamente no sólo a las dimensiones de los engranajes a medir, sino también a todos los componentes de la máquina de medición. En este sentido, la temperatura incorpora efectos de primer orden en el cambio de, por ejemplo, la geometría de los ejes de las guías o sobre los instrumentos de medición que incorpora el equipo. De igual manera, las posibles vibraciones así como la calidad del suministro eléctrico es importante tenerlas presentes. No obstante todos estos efectos se ven minimizados

cuando las mediciones se realizan en un laboratorio o sala metrológica donde las condiciones del entorno están controladas y suelen ser estables en el tiempo. Aun así hay que vigilar, para no añadir incertidumbre al proceso de medición, que tanto los artefactos como los engranajes empleados lleven en el interior el tiempo suficiente como para haberse estabilizado a la temperatura ambiente, al menos 24 horas. También resulta interesante comprobar el gradiente de temperatura en todo el volumen de la máquina junto con la velocidad y distribución del flujo del medio de refrigeración, así como sus ciclos.

2. Elemento de referencia del equipo de medición: pertenecen a este grupo las incertidumbres de los artefactos y galgas de calibración que son los que establecen la trazabilidad. Se incluye el error del artefacto en la calibración proporcionada por el laboratorio de calibración así como el debido a su estabilidad en el tiempo.
3. Equipo de medición: al ser sistemas complejos les afectan muchas fuentes de error. Por un lado, la resolución del sistema de medida, que es el mínimo tamaño en unidades de error de medida que se puede usar en la medición, atribuyéndose a los encoders de posicionamiento y giro de las distintas partes del equipo. Por otro, la discriminación de los instrumentos individuales, que es el cambio más pequeño que el sistema puede detectar y que suele coincidir con el sistema de resolución. También las vibraciones internas debidas al propio funcionamiento de los motores de la máquina en la ejecución del ensayo. Además, la repetibilidad y reproducibilidad de todo el proceso de medición suelen ser significativas.
4. Instalación de la medición: excluyendo la colocación y fijación de la pieza a verificar, las desalineaciones y excentricidades (runout radial y axial) de los ejes causan errores de primer orden en los parámetros medidos. A esto hay que sumar que las alineaciones del eje de los instrumentos de medición con respecto a los desplazamientos realizados generan errores de seno y coseno. Además habría que añadir las posibles deformaciones elásticas como consecuencia de las fuerzas de medición.

5. Aplicación informática y cálculos: la toma de cientos de datos de múltiples parámetros junto con su transformación algorítmica conlleva redondeos, filtrado, cálculo, interpolaciones e incluso eliminación de valores aberrantes que generan incertidumbres en los resultados obtenidos. Estas acciones son realizadas por un firmware que ejecuta los ensayos y que posteriormente son gestionadas por un software de análisis que evalúa los parámetros definidos por las normas.
6. Metrólogo u operador: el ser humano no es estable; incluso es diferente de un día a otro, y con frecuencia se verifica algún cambio importante en el mismo día. Además, factores como la formación intelectual, la experiencia, el conocimiento e incluso la honradez influyen directamente en el resultado de una medición. Por eso, los errores del operador son difíciles de cuantificar y se intentan evitar adoptando un buen procedimiento práctico.
7. Características del objeto de medición: el tamaño, peso e incluso la forma del engranaje a verificar pueden modificar la incertidumbre de la medición ya que afecta directamente al comportamiento dinámico de la máquina. Además, el acabado superficial o la limpieza de las zonas de contacto también pueden hacer variar los resultados. De hecho, los engranajes de gran precisión a priori son más fáciles de medir que los de baja calidad, ya que, superficies de referencia inapropiadas o con poca definición geométrica del eje puede causar errores adicionales.
8. Definición de las características geométricas de la pieza o del instrumento de medición: la omisión, la indefinición o la falta de claridad en las normas aplicables, con respecto a algunas variables geométricas de los engranajes o de parámetros de medición en el instrumento utilizado, incorporan posibles variaciones a la hora de realizar los ensayos debidas, por ejemplo, a la velocidad, la presión del sistema elástico o el de frenado, o simplemente el número de puntos a capturar.
9. Procedimiento de medición: la fijación, alineación y el montaje tanto del patrón como de la rueda a verificar son fuentes fundamentales de error. De todas ellas, la definición del runout posiblemente sea el efecto más común. Esta categoría también incluye los errores debidos al propio proceso de

arranque del equipo, la puesta a cero del sistema de referencia y la repetición de los pasos de ejecución del ensayo en el orden preestablecido.

10. Constantes físicas y factores de conversión: los errores debido a las constantes físicas como el coeficiente de dilatación térmica lineal y el módulo de Young son fuentes de error poco significativas y contribuyen poco en el proceso del cálculo de incertidumbre.

### 6.3 Métodos de estimación de la incertidumbre en máquinas de ensayos de rodadura

Para estimar la incertidumbre en la medición de engranajes se pueden emplear varios métodos. Cada uno de ellos difiere considerablemente en complejidad, tiempo de implementación y coste, por lo que su elección depende de la aplicación [124]:

- El método de descomposición y sustitución se aplica generalmente en instalaciones de calibración nacional y primaria;
- El método de comparación se suele usar en la industria del engranaje para verificar el comportamiento de los equipos de medición;
- El método del balance de incertidumbre siguiendo las directrices de la *Guía para la Expresión de la Incertidumbre de Medida (GUM)* [135] habitualmente se emplea en laboratorios de calibraciones secundarias o en instalaciones industriales que requieren una estimación más precisa de su capacidad del proceso de medida.

A pesar de sus diferencias, en la práctica a menudo se emplea la combinación de varios de ellos.

Igualmente, estos métodos son aplicables a los equipos de ensayos de rodadura, por ser trazables. En particular, la ANSI/AGMA 2116-05 [96] propone una expresión general de la ecuación del método de sustitución para aplicar en máquinas de rodadura a dos flancos, manteniendo idéntica la del método de comparación recomendada en la ISO 18653:2003 [124]. Por el contrario, no existe normativa específica, ni si quiera unas directrices concretas, para la estimación de la incertidumbre de medida de equipos a un flanco.

### 6.3.1 Método de sustitución en equipos de rodadura a dos flancos

El método de sustitución emplea en el proceso artefactos que no son engranajes. La manera más directa de determinar la distancia entre centros es usar bloques patrón o discos excéntricos. Como este tipo de artefactos son completamente diferentes a cualquier engranaje a verificar, la incertidumbre estimada debe incluir los efectos de los factores adicionales tales como las alineaciones entre los ejes, la corrección de la carga y las variaciones de temperatura. También se deben tener en cuenta los efectos debidos a las características de los propios artefactos como son redondez, planitud y paralelismos de los bloques patrón [96].

Según la ANSI/AGMA 2116-05 [96], la forma general de la ecuación de incertidumbre a aplicar en el método de sustitución, en equipos de rodadura a dos flancos, sigue el siguiente esquema (ecuación 6.2):

$$U_{95} = k \left[ (u_m^2 + u_s^2 + u_{\theta p}^2 + u_a^2 + u_L^2 + u_T^2)^{0.5} \right] + |E| \quad (6.2)$$

Donde:

- $U_{95}$  es la incertidumbre expandida e indica que hay un 95% de probabilidad de que el valor verdadero se encuentre dentro del rango definido;
- $k$  es el factor de cobertura, siendo habitualmente empleado el valor  $k=2$  para un intervalo de confianza del 95%;
- $u_m$  es la incertidumbre estándar debida a la variabilidad de unas serie de medidas (reproducibilidad) en la medición de un engranaje en un equipo concreto, incluyendo los efectos de la discriminación y la resolución del sistema de medición;
- $u_s$  es la incertidumbre de los artefactos calibrados utilizados para establecer la trazabilidad del equipo;
- $u_{\theta p}$  es la incertidumbre asociada a la desalineación de los ejes sobre el plano primitivo de contacto expresado en micrómetros por metro;
- $u_a$  es la incertidumbre asociada a la desalineación de los ejes sobre el plano axial expresado en micrómetros por metro;
- $u_L$  es la incertidumbre provocada por las variaciones de la carga;
- $u_T$  es la incertidumbre asociada a las variaciones de temperatura y de los coeficientes de expansión térmica;

$E$  conocido como sesgo, es el desfase entre la media de una serie de mediciones y el valor de referencia o de calibración del equipo.

### 6.3.2 Método de comparación en equipos de rodadura a dos flancos

El método de comparación evalúa el proceso de medición utilizando engranajes patrón calibrados para la desviación compuesta radial total, radial diente a diente y espesor de diente, analizando cada parámetro por separado. Para la incertidumbre más pequeña, los dos engranajes patrón deberían tener el mismo tamaño, calidad y ángulo de presión. Para simular mediciones de engranajes de producción se pueden utilizar engranajes patrón de diferentes calidades, incluso se puede comprobar la reacción dinámica de la máquina mediante patrones con diferente ángulo de presión.

Por otro lado, a veces se usa una extrapolación del método de comparación para determinar la incertidumbre de medida de un objeto que es similar, pero no idéntico, al engranaje patrón usado en el proceso de calibración. Otras veces, las piezas de producción son completamente diferentes a los patrones por lo que hay que añadir la influencia de la similitud geométrica ( $u_g$ ) y la influencia de las características del engranaje de producción ( $u_w$ ). La primera contempla las diferencias en diámetro, módulo o anchura; y la segunda variaciones debidas al material, acabado superficial o la forma. En estos casos, se necesitan análisis más complejos obteniendo normalmente resultados con mayores valores de incertidumbre [96], [125].

Según la ANSI/AGMA 2116-05 [96], la forma general de la ecuación de incertidumbre a aplicar en el método de sustitución, en equipos de rodadura a dos flancos, sigue el siguiente esquema (ecuación 6.3)

$$U_{95} = k \left[ (u_m^2 + u_n^2 + u_g^2 + u_w^2)^{0.5} \right] + |E| \quad (6.3)$$

Donde:

$U_{95}$  es la incertidumbre expandida e indica que hay un 95% de probabilidad de que el valor verdadero se encuentre dentro del rango definido;

$k$  es el factor de cobertura, siendo habitualmente empleado el valor  $k=2$  para un intervalo de confianza del 95%;

$u_m$  es la incertidumbre estándar debida a la variabilidad de unas serie de medidas (reproducibilidad) en la medición de un engranaje en un equipo concreto, incluyendo los efectos de la discriminación y la resolución del sistema de medición;

$u_n$  es la incertidumbre de calibración del engranaje patrón;

- $u_g$  es la incertidumbre asociada a la diferencia geométrica entre el engranaje patrón y el engranaje a verificar;
- $u_w$  es la incertidumbre asociada a las diferencias de las características entre el engranaje patrón y el engranaje a verificar;
- $E$  es el sesgo o desfase entre la media de una serie de mediciones y el valor de calibración del engranaje patrón en el equipo.

### 6.3.3 Método del balance de incertidumbre en equipos de rodadura

Un balance de incertidumbre, de acuerdo a las directrices GUM, consiste en expresar la relación entre el mesurando y las magnitudes de entrada que influyen en el resultado de la medición mediante un modelo matemático. Es importante que estén contempladas todas las magnitudes, correcciones y factores de corrección que puedan contribuir significativamente en la incertidumbre de la medición. Además, en este proceso hay que cuantificar la magnitud del rango probable de los valores de entrada y definir su función de distribución; evaluar la incertidumbre típica de cada estimación de entrada y las covarianzas asociadas a todas las estimaciones que estén correlacionadas; determinar la incertidumbre típica combinada del resultado; y por último, si es necesario, dar una incertidumbre expandida proporcionando un intervalo en que pueda esperarse encontrar la mayor parte de la distribución de los valores que podrían ser razonablemente atribuidos al mesurando [115], [135].

Resulta de utilidad elaborar una tabla resumen que contenga toda la información clave del balance de incertidumbre (Figura 6.3). Como regla general, se recomiendan hipótesis prudentes preferiblemente definiendo límites sobreestimados y utilizando distribuciones rectangulares si no se conoce con certeza algunos datos, siempre que sean razonables.

Nombre del componente	Tipo de evaluación	Tipo de distribución	Número de mediciones	Límite de variación $a^*$ unidades de influencia	Límite de variación $a$ $\mu\text{m}$	Coefficiente de correlación	Factor de distribución $b$	Comp. de incertidumbre $u_{\text{ex}}$ $\mu\text{m}$
$u_{x_0}$ Nombre de $x_0$	A		10		0			1,60
$u_{x_0}$ Nombre de $x_0$	B	Gaussiana		1,90	1,90	0	0,5	0,95
$u_{x_0}$ Nombre de $x_0$	B	Rectangular		3,42	3,42	0	0,6	2,05
$u_{y_0}$ Nombre de $y_0$	A		15		0			1,20
$u_{y_0}$ Nombre de $y_0$	A		15		0			0,60
$u_{z_0}$ Nombre de $z_0$	B	U		10 $^{\circ}\text{C}$	1,57	0	0,7	1,10
$u_{z_0}$ Nombre de $z_0$	B	U		15 $^{\circ}\text{C}$ $\alpha_1/\alpha_2 = 1,1$	0,60	0	0,7	0,42
Incertidumbre típica combinada, $u_c$								3,29
Incertidumbre expandida ( $k = 2$ ), $U$								6,58

Figura 6.3 Ejemplo tabla resumen de un balance de incertidumbre (fuente [144])

Hay que tener en cuenta que la medición de engranajes involucra muchas fuentes de error por lo que es importante no duplicarlas durante el análisis, sobre todo las componentes dominantes. Esto se puede evitar y simplificar si se combinan varias fuentes de error proporcionando los valores de reproducibilidad del proceso de medición. De esta manera se incluirá automáticamente la mayoría de los errores de temperatura, de montaje, alineación y las fuentes de incertidumbre del operador como una sola fuente de incertidumbre. Además, se podrían despreciar las fuentes de incertidumbre de segundo orden o aquellas que claramente no afectan en el proceso de incertidumbre.

Por las condiciones descritas, este método resulta el más apropiado para hacer una adecuada estimación de incertidumbre de las Máquinas 1 y 2. Por un lado, es posible dividir la incertidumbre total en términos conocidos de incertidumbre individual a partir de la calibración y la caracterización experimental del capítulo anterior. Por otro, mediante este sistema se puede determinar cuáles son las fuentes de error más influyentes para realizar futuras correcciones que mejoren la medición. En los apartados siguientes, se ha calculado la incertidumbre de medida de las máquinas empleadas y desarrolladas en este trabajo a partir del método de balance de incertidumbre.

## 6.4 Estimación de incertidumbre en ensayos de rodadura a dos flancos

El parámetro principal medido en el ensayo a dos flancos es el error compuesto radial,  $F_i''$ . Este valor proviene de la diferencia entre la máxima y la mínima distancia entre centros cuando se hacen rodar los engranajes sin juego, a una distancia inferior a la nominal, durante una vuelta completa (ecuaciones (6.4) y (6.5)).

$$F_i'' = \text{Max}(a''_{medicion} - a''_{teorica}) - \text{Min}(a''_{medicion} - a''_{teorica}) \quad (6.4)$$

Donde:

$F_i''$  es el error compuesto radial, resultado de la medición;

$a''_{medicion}$  es valor medido de la distancia entre centros de las ruedas a fondo de diente, es decir rodando sin juego;

$a''_{teorica}$  es valor teórico constante de la distancia entre centros de ruedas a fondo de diente para una geometría de engranajes determinada.

Siendo:

$$a''_{medicion} = a''_{real} + Error \quad (6.5)$$

Donde:

$a''_{real}$  es valor real de la distancia entre centros de las ruedas a fondo de diente durante la medición;

*Error* posibles variaciones no reflejadas en las lecturas de los instrumentos de medición.

El error asociado a la medición del parámetro  $F_i''$  se puede desglosar en las diferentes acciones que implican la preparación y ejecución del ensayo. De esta manera, se incluye en el balance de incertidumbre las influencias de la calibración inicial, el desplazamiento hasta la distancia nominal entre centros, el montaje del sínfín patrón entre puntos, el montaje de la corona sobre el eje, el movimiento de la posición en altura y finalmente la propia ejecución del ensayo a dos flancos. Cada una ellas supone cierto error sobre las lecturas tanto del encoder como del palpador lineal que influyen en el resultado final aumentando la incertidumbre de la medición.

En este trabajo, se propone una estimación de la incertidumbre de medida asociada a los equipos de rodadura a dos flancos para engranajes sínfín-corona, a partir de los datos experimentales tanto de calibración como de caracterización de parámetros individuales. Aunque el balance de incertidumbre planteado, según la ecuación (6.6), aparentemente sigue un esquema parecido al método de sustitución de la ANSI/AGMA 2116-A05 [96], la interpretación es diferente.

$$U_{95} = k \left[ (u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2)^{0.5} \right] \quad (6.6)$$

Siendo:

$U_{95}$  es la incertidumbre expandida e indica que hay un 95% de probabilidad de que el valor verdadero se encuentre dentro del rango definido;

$k$  es el factor de cobertura, siendo habitualmente empleado el valor  $k=2$  para un intervalo de confianza del 95%;

$u_0$  es la incertidumbre estándar debida a la calibración inicial donde se incluye el error de los patrones y el de los instrumentos de medición en el punto de calibración;

$u_{dnc}$  es la incertidumbre estándar debida al desplazamiento desde el punto de calibración inicial al punto de ejecución del ensayo a la distancia nominal entre centros;

$u_{sin}$  es la incertidumbre estándar asociada al montaje y arrastre del sínfín patrón;

- $u_{cor}$  es la incertidumbre estándar asociada al montaje y colocación de la corona a verificar;
- $u_{alt}$  es la incertidumbre estándar debida al ajuste en altura de los tallados de las ruedas en la dirección del eje de la corona;
- $u_{edf}$  es la incertidumbre generada por las influencias de la ejecución del propio ensayo a dos flancos tanto por el movimiento de vaivén como por los efectos dinámicos.

De acuerdo a esta expresión es posible obtener un valor de incertidumbre para las máquinas 1 y 2, incluyendo todas y cada una de las posibles influencias sin riesgo de duplicarlas. Por su parte, el hecho de haber realizado la calibración y la caracterización dentro del mismo laboratorio metrológico simplifica e incluso elimina efectos importantes sobre la incertidumbre de medida, como son los relacionados con la temperatura o la suciedad, al mantenerse constantes las condiciones ambientales. Además, la ejecución de los ensayos se ha realizado a lo largo de un espacio de tiempo considerable, durante varias semanas, incluyendo así en los resultados la posible deriva producida por la estabilidad de algunas partes de la máquina, la realineación de los ejes e incluso las influencias de los propios metrólogos.

Por otro lado, hay que aplicar los coeficientes de sensibilidad a las diferentes componentes de error en función de su contribución sobre la incertidumbre de los parámetros de rodadura. Según el estudio experimental de apartado 5.5, por cada micrómetro de variación de la distancia entre centros suponen 0,013  $\mu\text{m}$  sobre el error radial total de rodadura  $F_i''$  ( $c_{dc}$ ). De igual manera, cada micrómetro de desviación en altura afecta en 0,040  $\mu\text{m}$  sobre dicho parámetro ( $c_a$ ), y 0,039  $\mu\text{m}$  por cada arcosegundo de variación en la perpendicularidad entre los ejes ( $c_b$ ).

Así mismo, los grados efectivos de libertad, para determinar el factor de cobertura de la incertidumbre expandida, se han calculado mediante la fórmula de Welch-Satterthwaite (ecuación 6.7). De manera muy general, para evaluaciones de componentes de incertidumbre Tipo A, el número de grados de libertad ( $v$ ) es igual a  $n-1$ , para una magnitud única estimada por la media aritmética de  $n$  observaciones independientes. Cuando dichas observaciones independientes se utilizan para determinar la pendiente de una recta, por el método de mínimos cuadrados, el número de grados de libertad es de  $n-2$ . Si el ajuste por mínimos cuadrados es de  $m$  parámetros, a partir de  $n$  datos, el número de grados de libertad es de  $n-m$ . Para evaluaciones de componentes de incertidumbre Tipo B, el número de grados de libertad tiende a infinito,  $v_i \rightarrow \infty$ , cuando se asume que se conoce con exactitud [135].

$$v_{eff} = \frac{u_c^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4(y)}{v_i}} \quad (6.7)$$

En los siguientes apartados, se desglosan en cada una de las máquinas las componentes de error en términos elementales para finalmente estimar su incertidumbre de medición, aplicando los valores numéricos obtenidos en los capítulos previos de calibración y caracterización. Por otro lado, aunque el resto de parámetros de rodadura se obtienen por descomposición mediante la Transformada de Fourier ( $Fr''$  y  $f_1''$ ), y por lo tanto están sometidos a las mismas influencias que  $F_i''$ , se puede determinar su incertidumbre de medida de acuerdo a la misma estructura.

#### 6.4.1 Estimación de incertidumbre Máquina 1

La expresión (6.6) es de carácter general, por lo que hay que adaptarla a cada equipo en cuestión. Aunque la filosofía de cada término sea la misma, incluso algunos son idénticos en ambas máquinas, bien es cierto que existen diferencias en el cálculo, debidas principalmente a las características particulares de funcionamiento de cada máquina. En los siguientes subapartados, se pueden observar los cálculos de las incertidumbres parciales de la Máquina 1 a partir de los cuales se determina su incertidumbre global de medición.

##### 6.4.1.1 Incertidumbre debida a la calibración inicial ( $u_0$ )

En esta máquina, el término de incertidumbre  $u_0$  debida a la calibración inicial proviene de la diferencia de lecturas entre el encoder y el palpador lineal, cuando dos cilindros patrón están en contacto determinando la distancia entre centros en el punto de calibración. De esta manera, el cálculo se realiza como suma de los cuadrados de  $u_{0p}$  que es la incertidumbre asociada a los cilindros patrón;  $u_{0enc}$  asociada al encoder lineal; y por último de  $u_{0pal}$  asociada al palpador lineal (ecuación 6.8).

$$u_0^2 = u_{0p}^2 + u_{0enc}^2 + u_{0pal}^2 \quad (6.8)$$

Por otro lado, no se incluyen términos de calibración inicial en altura ya que el movimiento en dirección Z es tan limitado que las componentes de incertidumbre están incluidas dentro de la evaluación de “posición relativa de los tallados en altura” (subapartado 6.4.1.4).

Entrando más en detalle en cada fuente de error,  $u_{0p}$  incorpora la incertidumbre relacionada con la medición previa de los cilindros patrón empleados en el proceso de calibración. Aplicando la ley de propagación de errores, al ser una medición indirecta y con magnitudes de entrada independientes, se realiza el cálculo de incertidumbre a

partir de las derivadas parciales de cada una de las variables (6.9) de acuerdo a la función (6.10).

$$u_{0p}^2(y) = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial X_i} \right)^2 u^2(X_i) \quad (6.9)$$

$$f(x) = \frac{d_{ps}}{2} + \frac{d_{pc}}{2} \quad (6.10)$$

Siendo  $d_{ps}$  y  $d_{pc}$  los diámetros de los cilindros patrón en las posiciones del sínfin y de la corona respectivamente, se obtiene una incertidumbre según la expresión (6.11).

$$u_{0p}^2 = \left( \frac{1}{2} \right)^2 u_{0ps}^2 + \left( \frac{1}{2} \right)^2 u_{0pc}^2 \quad (6.11)$$

A su vez, los términos de incertidumbre de los cilindros patrón,  $u_{0ps}$  y  $u_{0pc}$ , incluyen la incertidumbre de la MMC empleada ( $u_{MMC}$ ), del propio proceso de medición ( $u_{ps}$  y  $u_{pc}$ ), así como la máxima variación de temperatura posible ( $u_{tps}$  y  $u_{tpc}$ ) durante dicho proceso (ecuaciones (6.12) y (6.13)).

$$u_{0ps}^2 = u_{MMC}^2 + u_{ps}^2 + u_{tps}^2 \quad (6.12)$$

$$u_{0pc}^2 = u_{MMC}^2 + u_{pc}^2 + u_{tpc}^2 \quad (6.13)$$

Descomponiendo a un nivel más elemental, se obtienen las expresiones (6.14) y (6.15), y con ellas las incertidumbres que generan los cilindros patrón, utilizados en la calibración de la máquina, sobre  $Fi''$ .

$$\begin{aligned} u_{0ps}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 + c_{dc}^2 \frac{s_{ps}^2}{n} + c_{dc}^2 \frac{(d_{ps} \propto_{max} \Delta t_{max})^2}{3} = \\ &= 0,013^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{0,3}{\sqrt{10}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{41811 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,013^2 \cdot 0,333^2 + 0,013^2 \cdot 0,095^2 + 0,013^2 \cdot 0,151^2 = 0,005^2 \end{aligned} \quad (6.14)$$

$$\begin{aligned} u_{0pc}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 + c_{dc}^2 \frac{s_{pc}^2}{n} + c_{dc}^2 \frac{(d_{pc} \propto_{max} \Delta t_{max})^2}{3} = \\ &= 0,013^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{0,1}{\sqrt{10}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{74997 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,013^2 \cdot 0,333^2 + 0,013^2 \cdot 0,032^2 + 0,013^2 \cdot 0,271^2 = 0,006^2 \end{aligned} \quad (6.15)$$

Donde:

$c_{dc}$  es el coeficiente de sensibilidad de la variación de la distancia entre centros sobre el parámetro de rodadura  $Fi''$ , cuyo valor es de 0,013 (ver 5.5.1.1);

$U_{99(MMC)}$  es la incertidumbre expandida de la MMC utilizada en la medición de los cilindros patrón ( $\pm 1 \mu\text{m}$ );

$k_{MMC}$  es el factor de cobertura para la incertidumbre expandida dada de la MMC usada en la medición de los cilindros patrón ( $k=3$ );

$s_{ps}$  y  $s_{pc}$  son las desviaciones típicas de la medición de cada uno de los correspondientes diámetros de los cilindros patrón, siendo de 0,3 para el del sínfín y 0,1 para el de la corona (ver 4.4);

$n$  número de mediciones realizadas a cada cilindro patrón, en este caso 10;

$\alpha_{max}$  máximo coeficiente de dilatación térmica del material de los cilindros patrón ( $1,25 \times 10^{-5} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ );

$\Delta t_{max}$  máxima variación de temperatura durante la medición de los cilindros patrón ( $0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ );

Por su parte,  $u_{0enc}$  sólo incluye la incertidumbre debida al error del encoder lineal según una distribución rectangular. El cálculo de esta, se realiza de acuerdo a la expresión (6.16), siendo  $E_{enc}$  el error del instrumento (ver apartado 3.3.2.3), cuyo valor es de  $\pm 3 \mu\text{m}$ . Obsérvese que, al igual que el resto de componentes de error implicadas en la calibración inicial, ésta solamente tiene efecto sobre la incertidumbre de la distancia nominal entre centros por lo que se aplica el mismo coeficiente de sensibilidad  $c_{dc}$ .

$$u_{0enc}^2 = c_{dc}^2 \left( \frac{E_{enc}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,013^2 \left( \frac{3}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,013^2 \cdot 1,732^2 = 0,023^2 \quad (6.16)$$

Por último,  $u_{opal}$  no sólo contiene la incertidumbre debida a la precisión del palpador lineal ( $u_{pal}$ ) sino también la repetibilidad en la posición de bloqueo del carro ( $u_{rcc}$ ) que realiza el movimiento de vaivén en el ensayo. Esta posición de bloqueo es importante ya que es el punto de referencia del palpador lineal en la calibración inicial de la máquina, y por lo tanto también en el resto de mediciones. La primera se ha calculado según una distribución rectangular a partir del error del instrumento de medida ( $E_{pal} = \pm 1 \mu\text{m}$ ) (ver apartado 3.3.2.2), mientras que la segunda se ha evaluado mediante la desviación típica de la repetición en la posición de bloqueo ( $s_{rcc} = \pm 0,8 \mu\text{m}$ ) tras realizar 10 mediciones ( $n$ ). De esta manera se tiene (ecuación 6.17):

$$\begin{aligned} u_{opal}^2 &= u_{pal}^2 + u_{rcc}^2 = c_{dc}^2 \left( \frac{E_{pal}}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_{dc}^2 \frac{s_{rb}^2}{n} \\ &= 0,013^2 \left( \frac{1}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{0,8}{\sqrt{10}} \right)^2 \\ &= 0,013^2 \cdot 0,577^2 + 0,013^2 \cdot 0,253^2 = 0,008^2 \end{aligned} \quad (6.17)$$

La Tabla 6.1 muestra tanto el resumen como el cálculo final del término de incertidumbre debido a la calibración inicial de la Máquina 1. Como se puede apreciar, los valores obtenidos son muy pequeños por lo que se podrían considerar despreciables.

*Tabla 6.1 Resumen de la incertidumbre típica de la calibración inicial M1*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv  c_i u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
$u_{0p}$	Calibración cilindros patrón	<b>0,004</b>	<b>1</b>	<b>0,004</b>	<b>739</b>
$u_{0ps}$	Cilindro patrón sinfín	0,005	0,5	0,0025	141
$u_{MMC}$	Error MMC	0,333	0,013	0,004	$\infty$
$u_{ps}$	Medición cilindro patrón sinfín	0,095	0,013	0,001	9
$u_{tps}$	Temperatura medición cilindro patrón sinfín	0,151	0,013	0,002	$\infty$
$u_{0pc}$	Cilindro patrón corona	0,006	0,5	0,003	19323
$u_{MMC}$	Error MMC	0,333	0,013	0,004	$\infty$
$u_{pc}$	Medición cilindro patrón corona	0,032	0,013	0,000	9
$u_{tpc}$	Temperatura medición cilindro patrón corona	0,271	0,013	0,004	$\infty$
$u_{0enc}$	Precisión encoder	<b>1,732</b>	<b>0,013</b>	<b>0,023</b>	$\infty$
$u_{0pal}$	Lectura inicial palpador	<b>0,008</b>	<b>1</b>	<b>0,008</b>	<b>346</b>
$u_{pal}$	Precisión palpador	0,577	0,013	0,008	$\infty$
$u_{rcc}$	Repetibilidad bloqueo carro	0,253	0,013	0,003	9

$$u_0^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_{0p}^2 + u_{0enc}^2 + u_{0pal}^2 = 0,00059 \mu\text{m}^2$$

$$u_0(F_i'') = 0,02 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i'') = 26078$$

#### 6.4.1.2 Incertidumbre debida al desplazamiento hasta la distancia nominal entre centros ( $u_{dnc}$ )

Para comenzar cualquier ensayo de rodadura es imprescindible situar las ruedas a la distancia nominal entre centros. El desplazamiento del carro porta-sinfín, desde el punto inicial de calibración a cualquier otra posición, implica fuentes de error debidas a la holgura existente entre el carro y las guías sobre las que se desliza. Algunos errores son compensados numéricamente pero, sin embargo, otros generan variaciones que no son detectadas por los instrumentos de medición. En particular, tanto los valores residuales no corregidos en la calibración del encoder lineal (ver apartado 4.4.1) como los errores que afectan al parámetro  $F_i''$  sin que se modifique la distancia entre centros (ver apartado 4.4.4), como por ejemplo la rectitud  $E_{ZY}$  o el balanceo  $E_{BY}$ , son las fuentes de incertidumbre de este desplazamiento.

La incertidumbre generada por situar las ruedas a la distancia nominal de ensayo ( $u_{dnc}$ ) incluye (6.18): la incertidumbre de la MMC utilizada en la calibración ( $u_{MMC}$ ); la incertidumbre del encoder lineal que vigila el desplazamiento del carro ( $u_{enc}$ ); y la incertidumbre asociada al juego entre carro y guías ( $u_{dncj}$ ).

$$u_{dnc}^2 = u_{MMC}^2 + u_{enc}^2 + u_{dncj}^2 \quad (6.18)$$

El primero de los valores,  $u_{MMC}$ , se calcula, como en el apartado anterior, a partir de la incertidumbre expandida ( $U_{99}$ ) y del factor de cobertura ( $k_{MMC}$ ) de la MMC utilizada en la calibración (6.19). Además, también se aplica el mismo coeficiente de sensibilidad ( $c_{dc}$ ) por afectar a la distancia entre centros.

$$\begin{aligned} u_{MMC}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 = 0,013^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 = 0,013^2 \cdot 0,333^2 \\ &= 0,004^2 \end{aligned} \quad (6.19)$$

El segundo término,  $u_{enc}$  (6.20), es idéntico a  $u_{0enc}$  (ver ecuación (6.16)), la incertidumbre debida a la precisión del encoder lineal en la calibración inicial. Aunque parezca que se están duplicando términos, en realidad son diferentes, ya que hay errores de lectura del encoder en su posición inicial, pero también en su posición final.

$$u_{enc}^2 = u_{0enc}^2 = 0,013^2 \cdot 1,732^2 = 0,023^2 \quad (6.20)$$

A su vez, el tercer y último de los términos,  $u_{dncj}$ , se puede descomponer en la incertidumbre de los errores residuales de la calibración, más la de aquellos errores que, sin modificar la distancia entre centros, contribuyen sobre la variación del parámetro  $Fi''$ . La fórmula (6.21) comprende la incertidumbre de la compensación numérica realizada ( $u_{dncc}$ ), la incertidumbre debida a la variación en altura ( $u_{dncz}$ ) y la incertidumbre debida a la variación del ángulo entre ejes ( $u_{dncb}$ ) durante el desplazamiento.

$$u_{dncj}^2 = u_{dncc}^2 + u_{dncz}^2 + u_{dncb}^2 \quad (6.21)$$

La mayor parte de los errores, principalmente de coseno y Abbe debidos al montaje del encoder, se suelen corregir en la fase de calibración. No obstante, existen unos valores residuales que se deben introducir como términos en la estimación de incertidumbre. En el error de la compensación del encoder lineal ( $E_{dncc}$ ), cuyo valor es de 10,7  $\mu\text{m}$  obtenido mediante la MMC (ver apartado 4.4.1), están incluidas las incertidumbres del error de posición, de cabeceo y de guiñada que se produce en dirección Y. Por otro lado, se producen variaciones en altura de hasta 35  $\mu\text{m}$ , es decir en dirección Z, durante el movimiento del carro principal en dirección Y (ver apartado 4.4.4). Este valor ( $E_{dnz}$ ) incluye principalmente el error de rectitud  $E_{ZY}$  y la componente vertical del error de cabeceo  $E_{AY}$ . En este caso, el coeficiente de sensibilidad a aplicar,

$c_a$ , es diferente porque determina la contribución de la variación en altura sobre  $F_i''$ , siendo su relación de 0,040. Igualmente, el error de balanceo  $E_{BY}$ , a lo largo de todo el desplazamiento del carro principal, supone un error de 74 arcosegundos del ángulo de la hélice en la transmisión (ver apartado 4.4.4). La contribución de esta variable sobre  $F_i''$ ,  $c_b$ , es proporcional a 0,039 micrómetros por cada arcosegundo girado. Todos estos errores se han evaluado de acuerdo a una distribución rectangular, cuya semiamplitud es igual a la mitad del error calculado. Se ha empleado la opción más conservadora porque, dentro del rango de error, no se tiene la certeza de valores más probables que otros. En la ecuación (6.22) se muestra los resultados obtenidos al aplicar los valores sobre la expresión (6.21).

$$\begin{aligned}
 u_{dncj}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{E_{dncc}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_a^2 \left( \frac{E_{dncz}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_b^2 \left( \frac{E_{dncc}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,013^2 \left( \frac{5,35}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,040^2 \left( \frac{17,5}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,039^2 \left( \frac{37}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,013^2 \cdot 3,1^2 + 0,040^2 \cdot 10,1^2 + 0,039^2 \cdot 21,4^2 = 0,93^2
 \end{aligned} \tag{6.22}$$

La Tabla 6.2 resume las fuentes de error implicadas en la incertidumbre de medición debida al desplazamiento del carro porta-sinfín desde el punto de calibración inicial hasta cualquier posición de trabajo. Se puede apreciar que el error en el ángulo entre los ejes, debida al balanceo  $E_{BY}$ , es la componente que mayor peso tiene.

*Tabla 6.2 Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro porta-sinfín M1*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv  c_i u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
$u_{MMC}$	Error MMC	0,333	0,013	0,004	$\infty$
$u_{enc}$	Precisión encoder	1,732	0,013	0,023	$\infty$
$u_{dncj}$	Juego desplazamiento carro porta-sinfín	0,927	1	0,927	$\infty$
$u_{dncc}$	Compensación numérica encoder	3,1	0,013	0,040	$\infty$
$u_{dncz}$	Error en Z	10,1	0,040	0,404	$\infty$
$u_{dncc}$	Error ángulo ejes	21,4	0,039	0,833	$\infty$

$$u_{dnc}^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_{MMC}^2 + u_{enc}^2 + u_{dncj}^2 = 0,860 \mu\text{m}^2$$

$$u_{dnc}(F_i'') = 0,9 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i'') = \infty$$

#### 6.4.1.3 Incertidumbre debida al montaje de las ruedas ( $u_{sin}$ ) y ( $u_{cor}$ )

Debido a la naturaleza dinámica de este tipo de ensayos, el montaje de los engranajes en su posición de ejecución, tanto del sínfín patrón como de la corona a verificar, aportan componentes de incertidumbre nada despreciables en el proceso de medición. La gran cantidad de influencias conjuntas como son las pequeñas desalineaciones de los ejes, la sujeción de las ruedas, el arrastre del eje motriz, las holguras en la rotación e incluso la manipulación por parte del operador, generan excentricidades difícilmente cuantificables a nivel individual. Por ello, la definición de la incertidumbre para cada uno de los ejes, motriz y conducido, se realiza experimentalmente a partir de la repetibilidad de su comportamiento.

En ambos casos, ya sea el eje motriz donde se sitúa el sínfín patrón o el eje conducido donde se aloja la corona, el procedimiento es el mismo. Se realizan varias repeticiones consecutivas del ensayo sin modificar las condiciones generales de operación. Entre ensayo y ensayo, se debe desmontar y montar el sínfín patrón, o la corona en su caso, de manera aleatoria y asegurándose que se incluyen el máximo de orientaciones posibles girando su posición cada vez (al menos 3 posiciones distintas a  $120^\circ$ ).

Los resultados experimentales obtenidos, han servido para determinar los valores límite de una distribución de probabilidad gaussiana simétrica. El cálculo de incertidumbre del montaje del sínfín ( $u_{sin}$ ) y de la corona ( $u_{cor}$ ) se realiza fijando como límite la mitad de las variaciones observadas. En el caso del sínfín, la variación ( $E_{sin}$ ) supone  $2,0 \mu\text{m}$  mientras que en la corona ( $E_{cor}$ ) es de  $11,7 \mu\text{m}$  (ver apartado 5.2.4). Además, el coeficiente de sensibilidad es igual a la unidad porque los resultados de los ensayos de repetibilidad están directamente en función del propio parámetro  $F_i''$ . De esta manera, las incertidumbres asociadas a este proceso se pueden obtener de acuerdo a las ecuaciones (6.23) y (6.24).

$$u_{sin}^2 = \left( \frac{E_{sin}/2}{2} \right)^2 = \left( \frac{2,0/2}{2} \right)^2 = 0,5^2 \quad (6.23)$$

$$u_{cor}^2 = \left( \frac{E_{cor}/2}{2} \right)^2 = \left( \frac{11,7/2}{2} \right)^2 = 2,9^2 \quad (6.24)$$

La Tabla 6.3 recoge el resumen de la incertidumbre generada por la colocación y fijación de los engranajes utilizados en los ensayos. Los resultados obtenidos evidencian que la manipulación de la corona supone una gran contribución.

Tabla 6.3 Resumen de la incertidumbre típica del montaje de las ruedas M1

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv l_{ci} u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
$u_{sin}$	Montaje sinfín patrón	0,5	1	0,5	$\infty$
				$u_{sin}^2(F_i'') = 0,25 \mu\text{m}^2$ $u_{sin}(F_i'') = 0,5 \mu\text{m}$ $v_{eff}(F_i'') = \infty$	
$u_{cor}$	Montaje corona	2,9	1	2,9	$\infty$
				$u_{sin}^2(F_i'') = 8,56 \mu\text{m}^2$ $u_{sin}(F_i'') = 2,9 \mu\text{m}$ $v_{eff}(F_i'') = \infty$	

#### 6.4.1.4 Incertidumbre debida a la posición relativa de los tallados en altura ( $u_{alt}$ )

El movimiento vertical del sistema a lo largo del eje Z permite situar los tallados respectivos del sinfín patrón y de la corona a verificar en su posición nominal. La calibración de este desplazamiento es muy similar a la que se realiza en el carro principal con el encoder. Las lecturas del reloj comparador, que indican la posición en altura del sinfín con respecto a la corona, son corregidas directamente con la MMC. A diferencia del movimiento del carro principal, el recorrido es tan pequeño que sólo es necesario considerar la incertidumbre de la corrección del error de posición pudiéndose despreciar el resto de errores de rectitud y giro. Por otro lado, aunque a priori este desplazamiento no modifica la distancia nominal entre centros, lo cierto es que a todos los términos hay que aplicarles el coeficiente de sensibilidad  $c_a$ , que es el que determina la contribución de la variación en altura sobre el parámetro  $F_i''$ . De esta forma, el cálculo de incertidumbre se realiza según la ecuación (6.25).

$$u_{alt}^2 = u_{MMC a}^2 + u_{rel}^2 + u_{altc}^2 \quad (6.25)$$

donde,

$u_{MMC a}$  es la incertidumbre de la MMC utilizada en la calibración de la posición en altura;

$u_{rel}$  es la incertidumbre asociada al reloj comparador en el desplazamiento en altura entre sinfín y corona;

$u_{altc}$  es la incertidumbre asociada a la corrección de los valores en el desplazamiento en altura.

El primer término,  $u_{MMC a}$ , se calcula de acuerdo a una expresión idéntica a la (6.19) pero cambiando el coeficiente de sensibilidad. Incluye la incertidumbre

expandida ( $U_{99}$ ) y del factor de cobertura ( $k_{MMC}$ ) de la MMC utilizada en la calibración (ecuación (6.26)).

$$u_{MMCa}^2 = c_a^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 = 0,040^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 = 0,040^2 \cdot 0,333^2 \\ = 0,013^2 \quad (6.26)$$

El segundo término,  $u_{rel}$ , recoge la incertidumbre debida a la precisión del reloj comparador ( $E_{rel}$ ), de valor  $\pm 4 \mu\text{m}$ , siguiendo una distribución rectangular (6.27):

$$u_{rel}^2 = c_a^2 \left( \frac{E_{rel}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,040^2 \left( \frac{4}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,040^2 \cdot 2,309^2 = 0,092^2 \quad (6.27)$$

A su vez, el tercer y último de los términos  $u_{altc}$ , proviene de los valores residuales de la corrección del reloj en la calibración. Para su cálculo, se considera como intervalo el error total no corregido ( $E_{altc}$ ), es decir  $3,9 \mu\text{m}$  (ver apartado 4.4.3), siendo los límites superior e inferior la mitad de dicho intervalo. Aplicando una distribución rectangular como en los casos anteriores tenemos (6.28):

$$u_{altc}^2 = c_a^2 \left( \frac{E_{altc}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,040^2 \left( \frac{3,9/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,040^2 \cdot 1,126^2 \\ = 0,045^2 \quad (6.28)$$

Ordenando todos estos cálculos en la Tabla 6.4, se puede obtener la incertidumbre típica de la posición en altura. Se observa que no es muy elevada debido principalmente a que el rango de desplazamiento es muy pequeño.

*Tabla 6.4 Resumen de la incertidumbre típica de la posición en altura M1*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv  c_i u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
<b>u<sub>MMCa</sub></b>	Error MMC en altura	0,333	0,040	0,013	$\infty$
<b>u<sub>rel</sub></b>	Precisión reloj comparador	2,3	0,040	0,092	$\infty$
<b>u<sub>altc</sub></b>	Compensación reloj comparador	1,1	0,040	0,045	$\infty$

$$u_{alt}^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_{MMCa}^2 + u_{rel}^2 + u_{altc}^2 = 0,0107 \mu\text{m}^2 \\ u_{alt}(F_i'') = 0,1 \mu\text{m} \\ v_{eff}(F_i'') = \infty$$

#### 6.4.1.5 Incertidumbre debida a la ejecución del ensayo a dos flancos ( $u_{edf}$ )

La incertidumbre de este último punto incluye cualquier influencia debida al propio desarrollo del ensayo de rodadura a dos flancos y que no haya sido contemplada previamente en ninguno de los términos anteriores. Desde la posición nominal de las ruedas, en altura y distancia entre centros según sus parámetros geométricos, el carro

porta-coronas es liberado obligándolas a rodar sin juego por efecto del sistema elástico durante un periodo completo. Durante este proceso, dicho carro realiza un movimiento característico de vaivén, que es registrado mediante la captura de miles de lecturas del palpador lineal, reflejando los errores tanto de excentricidad como de tallado de los dientes. La expresión de la estimación de incertidumbre que incluye los efectos citados sigue la estructura de la expresión (6.29) donde, por un lado existe una incertidumbre asociada al desplazamiento del carro durante el ensayo de rodadura a dos flancos ( $u_{dfd}$ ) y por otro la asociada al resto de parámetros de la ejecución de ensayos ( $u_{dfp}$ ).

$$u_{edf}^2 = u_{dfd}^2 + u_{dfp}^2 \quad (6.29)$$

Tal y como sucede en la regulación en altura de los engranajes, el desplazamiento del carro secundario es pequeño por lo que toda la posible incertidumbre de la corrección del instrumento de medida que lo controla o bien está incluida en el propio proceso de calibración o bien se puede considerar despreciable. De esta manera, el primer término puede desglosarse igual que el resto de incertidumbres de desplazamientos (6.30) como suma de los cuadrados de las incertidumbres debidas a la MMC empleada en la calibración ( $u_{MMC}$ ), a la del instrumento de medición ( $u_{pal}$ ) y a la asociada con la compensación del desplazamiento del carro porta-coronas ( $u_{dfdc}$ ).

$$u_{dfa}^2 = u_{MMC}^2 + u_{pal}^2 + u_{dfdc}^2 \quad (6.30)$$

Al producirse el movimiento en dirección Y, el coeficiente de sensibilidad a aplicar es  $c_{dc}$  por modificarse la distancia entre centros. Esta circunstancia hace que  $u_{MMC}$  y  $u_{pal}$  coincidan con alguno de los términos de las ecuaciones (6.12) y (6.17) respectivamente. Por su parte,  $u_{dfdc}$  incluye los valores residuales de la calibración del desplazamiento del carro secundario debido a la holgura en las guías. Al igual que en evaluaciones anteriores de compensaciones de instrumentos, el cálculo se realiza de acuerdo a una función de probabilidad rectangular cuyos límites conocidos son igual al semintervalo del error máximo ( $E_{dfdc} = 7,5 \mu\text{m}$ ) (ver apartado 4.4.2). Con estos datos sobre (6.1) se puede obtener la incertidumbre del desplazamiento del carro porta-coronas durante el ensayo.

$$\begin{aligned} u_{dfd}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 + c_{dc}^2 \left( \frac{E_{pal}}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_{dc}^2 \left( \frac{E_{dfdc}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,013^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{1}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{7,5/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,013^2 \cdot 0,333^2 + 0,013^2 \cdot 0,577^2 + 0,013^2 \cdot 2,165^2 = 0,029^2 \end{aligned} \quad (6.31)$$

Por otro lado,  $u_{dfp}$  (6.32) aglutina el resto de posibles influencias que están relacionadas directamente con la ejecución de los ensayos de rodadura a dos flancos

como son la velocidad de giro de los engranajes ( $u_{vel}$ ) y la fuerza ejercida por el sistema elástico ( $u_{fm}$ ). Además, se podría incluir un último término que recoja cualquier otro efecto no considerado previamente ( $u_{otros}$ ), y que sin embargo se haya podido detectar.

$$u_{dfp}^2 = u_{vel}^2 + u_{fm}^2 + u_{otros}^2 = 0 \quad (6.32)$$

Experimentalmente se ha comprobado que si se realizan ensayos por debajo de 30 rpm, como indica la VDI/VDE 2608 [30], y se utilizan pequeñas fuerzas de empuje en el movimiento de vaivén, según AGMA 915-2-A05 [32], no se aprecian variaciones sobre  $F_i''$ . Esto tiene sentido desde un punto de vista dimensional, ya que estos parámetros no afectan a la geometría del engranajes. Sin embargo, se han observado algunas variaciones, por ejemplo sobre el parámetro  $Aa''$ , que evidencian la existencia de influencias sobre la dinámica del ensayo.

La Tabla 6.5 contiene el resumen de la contribución de la ejecución del propio ensayo de rodadura a dos flancos. Debido a que el desplazamiento es muy pequeño y que, en principio, las variables dinámicas no afectan al resultado, la incertidumbre fruto de estos efectos es mínima.

*Tabla 6.5 Resumen de la incertidumbre típica debida a la ejecución del ensayo de rodadura a dos flancos M1*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv l_{ci}u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
<b>Udfd</b>	Juego desplazamiento carro porta-coronas	<b>0,029</b>	<b>1</b>	<b>0,029</b>	$\infty$
UMMC	Error MMC	0,333	0,013	0,004	$\infty$
Upal	Precisión palpador lineal	10,1	0,013	0,005	$\infty$
Udfdc	Compensación numérica palpador	21,4	0,013	0,927	$\infty$
<b>Udfp</b>	Resto parámetros ejecución ensayos	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>0</b>	-
Uvel	Velocidad de ensayo	0	1	0	-
Ufm	Fuerza muelle	0	1	0	-
Uotros	Otras posibles causas	0	1	0	-

$$u_{edf}^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_{dfd}^2 + u_{dfp}^2 = 0,0008 \mu\text{m}^2$$

$$u_{edf}(F_i'') = 0,03 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i'') = \infty$$

#### 6.4.1.6 Incertidumbre expandida de $F_i''$ de la Máquina 1

La incertidumbre expandida se interpreta como el intervalo en el que está comprendida una fracción importante de la distribución de valores que podrían ser

razonablemente atribuidos al mesurando [135]. Se obtiene multiplicando la incertidumbre típica combinada  $u_c(y)$  por un factor de cobertura  $k$  (6.33).

$$U = k \cdot u_c(y) \quad (6.33)$$

En los subapartados anteriores, se han obtenido los valores necesarios para realizar el cálculo de la incertidumbre expandida del error compuesto radial  $F_i''$ . Por un lado, se han determinado cada una de las incertidumbres de los términos necesarios para obtener la incertidumbre típica combinada de acuerdo a la expresión (6.6). Por otro, en este tipo de análisis es habitual que el número de grados de libertad sea muy alto y en consecuencia el factor de cobertura, para un intervalo con un nivel de confianza del 95%, sea de  $k=2$ .

La Tabla 6.6 recoge el resumen de los valores de las componentes de incertidumbre típica en los que se ha dividido la evaluación y los grados de libertad de cada una de ellas, para finalmente calcular tanto la incertidumbre típica combinada como la incertidumbre expandida del parámetro  $F_i''$  en la Máquina 1. Además, se puede ver la contribución porcentual de cada componente sobre la incertidumbre total.

*Tabla 6.6 Incertidumbre expandida de  $F_i''$  en M1*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,02	26078	0,01
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro porta-sinfín	0,93	$\infty$	8,88
$u_{sin}$	Montaje sinfín patrón	0,50	$\infty$	2,58
$u_{cor}$	Montaje corona	2,93	$\infty$	88,41
$u_{alt}$	Posición en altura	0,10	$\infty$	0,11
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos flancos	0,03	$\infty$	0,01

$$u_c^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 9,68 \mu\text{m}^2$$

<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>	<b><math>u_c(F_i'') = 3,11 \mu\text{m}</math></b>
	<b><math>v_{eff}(F_i'') = 7 \times 10^{12}</math></b>
<b>Incertidumbre Expandida</b>	<b><math>U_{F_i''}(k=2) = 6,2 \mu\text{m}</math></b>

La estimación de incertidumbre expandida en la Máquina 1 es igual a  $6,2 \mu\text{m}$  con un intervalo de confianza del 95%, para todo el volumen de medición. Esto quiere decir que la mayoría de los resultados de la medición estarán en un intervalo de  $\pm 6,2 \mu\text{m}$ , lo que significa que un mismo engranaje se puede encuadrar en una calidad o en las

inmediatamente contiguas (ver Tabla 3.1), sobre todo cuanto menor sea el diámetro de la corona a evaluar. En consecuencia, la validez de los ensayos de rodadura a dos flancos es cuestionable, o al menos la fiabilidad de la selección del grado de calidad. Como ya se podía intuir viendo los resultados de los ensayos de repetibilidad, la mayor fuente de error proviene del montaje y fijación de la corona. En ese sentido, es necesario mejorar el comportamiento de esta componente para obtener una incertidumbre menor que permita aumentar la credibilidad de los resultados.

Si bien el cálculo se ha realizado teniendo en cuenta la capacidad máxima de la máquina, en la práctica, la zona de trabajo es menor, donde la distancia entre centros oscila entre 115 y 190 mm. Siguiendo el mismo esquema de evaluación de la ecuación (6.6) pero con nuevos valores más realistas de las fuentes de error (Tabla 4.1), se ha realizado de nuevo el cálculo de la incertidumbre expandida (Tabla 6.7). De esta manera, se intenta que la estimación sea más pequeña y cercana a la realidad.

*Tabla 6.7 Incertidumbre expandida de  $F_i''$  de la zona de trabajo en M1*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,02	26078	0,01
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro porta-sínfín	0,44	$\infty$	2,15
$u_{sin}$	Montaje sínfín patrón	0,50	$\infty$	2,78
$u_{cor}$	Montaje corona	2,93	$\infty$	94,97
$u_{alt}$	Posición en altura	0,10	$\infty$	0,10
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos flancos	0,01	$\infty$	0,00
$u_c^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 9,01 \mu\text{m}^2$				
<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>			$u_c(F_i'') = 3,00 \mu\text{m}$	
			$v_{eff}(F_i'') = 6 \times 10^{12}$	
<b>Incertidumbre Expandida</b>			$U_{F_i''}(k=2) = 6,0 \mu\text{m}$	

En este caso, aunque han disminuido algunos de los errores empleados en el nuevo cálculo, no se ha obtenido una mejoría importante. En particular, estos errores no afectan a la mayor fuente de incertidumbre, que ha permanecido igual, y por lo tanto la incertidumbre expandida solamente se ha reducido hasta 6,0  $\mu\text{m}$ , lo que significa solamente un 3%.

#### 6.4.1.7 Incertidumbre del resto de parámetros de rodadura

En principio, con la definición de la incertidumbre del error compuesto radial ( $F_i''$ ) podría parecer suficiente para determinar la incertidumbre expandida de un equipo de ensayos de rodadura a dos flancos, ya que el resto de los parámetros ( $Fr''$  y  $f_i''$ ) se obtienen por descomposición de este, mediante la Transformada de Fourier. No obstante, como la clasificación de la calidad de un engranaje se realiza en base al peor de los tres parámetros, resulta interesante conocer también la incertidumbre del resto de parámetros. Para ello, se puede utilizar la misma descomposición de la expresión general (6.6), por estar sometidos a las mismas fuentes de error. Las principales diferencias se encuentran en los coeficientes de sensibilidad aplicados y en la repetibilidad del montaje de las ruedas, también obtenidos experimentalmente.

La Tabla 6.8 muestra el cálculo de incertidumbre de la componente de baja frecuencia ( $Fr''$ ) para todo el volumen completo de medición. Los coeficientes de sensibilidad empleados han sido:  $c_{dc} = 0,022$ ,  $c_a = 0,013$  y  $c_b = 0,037$ , según los valores obtenidos en el apartado 5.5.1. Por su parte, los intervalos de error debidos al montaje del sinfín y de la corona han sido de  $2,8 \mu\text{m}$  y  $12,1 \mu\text{m}$  respectivamente según los datos del apartado 5.2.4. Con estos datos, la incertidumbre expandida aumenta ligeramente como efecto de las pequeñas variaciones poco significativas, tanto crecientes como decrecientes, en distintos términos. Aun así se mantiene dentro del mismo rango que la obtenida en  $F_i''$ .

*Tabla 6.8      Incertidumbre expandida de  $Fr''$  en M1*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,041	26078	0,02
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro porta-sinfín	0,81	$\infty$	6,30
$u_{sin}$	Montaje sinfín patrón	0,70	$\infty$	4,76
$u_{cor}$	Montaje corona	3,03	$\infty$	88,89
$u_{alt}$	Posición en altura	0,03	$\infty$	0,01
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos flancos	0,05	$\infty$	0,02

$$u_c^2(F_r'') = \sum u_i^2(F_r'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 10,29 \mu\text{m}^2$$

<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>	$u_c(F_r'') = 3,21 \mu\text{m}$
	$v_{eff}(F_r'') = 9 \times 10^{11}$
<b>Incertidumbre Expandida</b>	
$U_{Fr''}(k=2) = 6,4 \mu\text{m}$	

Por su parte, la Tabla 6.9 muestra el cálculo de incertidumbre de la componente de alta frecuencia ( $f_i''$ ) para todo el volumen completo de medición. En este caso, los coeficientes de sensibilidad empleados han sido:  $c_{dc} = 0,019$ ,  $c_a = 0,032$  y  $c_b = 0,021$ , según los valores obtenidos en el apartado 5.5.1. A su vez, los intervalos de error debidos al montaje del sinfín y de la corona han sido de  $2,7 \mu\text{m}$  y  $2,1 \mu\text{m}$  respectivamente según los datos del apartado 5.2.4. Con estos datos, la incertidumbre expandida disminuye considerablemente por la disminución del error en el montaje de la corona, que incluso deja de ser la mayor fuente de error. Aun así, los márgenes con las que se evalúa  $f_i''$  son tan pequeños que siguen manteniendo la misma proporción entre incertidumbre y rango de la calidad que existe en  $F_i''$  (ver Tabla 3.1), lo que impide asignar con exactitud el grado de calidad en los engranajes de menor diámetro.

*Tabla 6.9 Incertidumbre expandida de  $f_i''$  en M1*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,035	26078	0,12
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro porta-sinfín	0,56	$\infty$	29,51
$u_{sin}$	Montaje sinfín patrón	0,68	$\infty$	43,33
$u_{cor}$	Montaje corona	0,53	$\infty$	26,21
$u_{alt}$	Posición en altura	0,08	$\infty$	0,65
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos flancos	0,04	$\infty$	0,18
$u_c^2(f_i'') = \sum u_i^2(f_i'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 1,05 \mu\text{m}^2$				
<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>			$u_c(f_i'') = 1,03 \mu\text{m}$	
			$v_{eff}(f_i'') = 2 \times 10^{10}$	
<b>Incertidumbre Expandida</b>			$U_{f_i''}(k=2) = 2,0 \mu\text{m}$	

#### 6.4.2 Compatibilidad. Evaluación del error normalizado $En$

La comparación de los resultados del mismo mesurando obtenidos en diferentes procesos de medición se suele denominar como relación de compatibilidad. Se puede cuantificar mediante un método estadístico que combina las incertidumbres individuales de medición. De esta manera, el error normalizado ( $En$ ) permite comprobar si el valor de la medición y su correspondiente incertidumbre de una máquina son comparables con los resultados de otros equipos. El valor absoluto  $|En|$  debe ser menor que 1, según la expresión (6.34), para considerar que la compatibilidad se encuentra dentro del intervalo de confianza del 95% de probabilidad [125], [141].

$$E_n(k=2) = \frac{x_i - x_{ref,w}}{\sqrt{|U_i^2 - U_{ref,w}^2|}} \quad (6.34)$$

Donde,

$x_i$  es el resultado individual de los ensayos de una máquina;

$U_i$  es la incertidumbre expandida de dicha máquina;

$x_{ref,w}$  es el resultado individual de los ensayos de la máquina de referencia;

$U_{ref,w}$  es la incertidumbre expandida de la máquina de referencia.

En este tipo de análisis, es importante asegurar la equivalencia del proceso minimizando el efecto de las fuentes de error durante la medición en cada una de las máquinas. En particular, cuando se trata de verificaciones de engranajes, además de las condiciones ambientales, son importantes a tener en cuenta la experiencia del operador así como las fijaciones y ejes de la máquina.

La intercomparación descrita en el apartado 5.3 entre varios equipos, supuestamente bajo las mismas condiciones, mostraba diferencias considerables en los resultados. Tras determinar cómo realizar el análisis de incertidumbre de las máquinas de ensayos por rodadura a dos flancos (ecuación (6.6)), es posible establecer la relación de compatibilidad entre ellas. Como en este caso ninguna de ellas puede ser considerada como máquina de referencia, es necesario calcular los valores de referencia de acuerdo a las directrices de la BIPM. De todos los métodos posibles, el Comité Técnico de Longitud de EURAMET consideró, en su informe final de comparación interlaboratorios de parámetros geométricos de engranajes [141], que la media ponderada es el más apropiado para estipular  $x_{ref,w}$  y  $U_{ref,w}$  (ecuaciones (6.35) y (6.36)) porque es la que mejor refleja las condiciones de medición y las capacidades de cada máquina [145].

$$x_{ref,w} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{x_i}{U_i^2}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{U_i^2}} \quad (6.35)$$

$$U_{ref,w}(k=2) = 2 \cdot \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{U_i^2}}} \quad (6.36)$$

Como se puede ver en el apartado anterior, se ha estimado la incertidumbre de medida de la Máquina 1 (Máquina C) de acuerdo a la expresión (6.6). Al resto de participantes implicados en la intercomparación (Máquina A y B), se les solicitó que hicieran una estimación similar siguiendo el mismo desarrollo. La Tabla 6.10 recoge

los valores de las incertidumbres expandidas del volumen completo de trabajo de las tres máquinas utilizadas en los ensayos, así como los valores de incertidumbre de referencia calculados para los tres parámetros de rodadura.

*Tabla 6.10 Incertidumbres expandidas Máquinas A, B y C*

Incertidumbre Expandida ( $k=2$ )	A ( $\mu\text{m}$ )	B ( $\mu\text{m}$ )	C ( $\mu\text{m}$ )	Ref ( $\mu\text{m}$ )
<b>U (<math>F_i''</math>)</b>	6,8	8,8	6,2	4,1
<b>U (<math>F_r''</math>)</b>	6,8	8,2	6,4	4,1
<b>U (<math>f_i''</math>)</b>	2,2	2,6	2,0	1,3

Basados en los valores de incertidumbre, se han calculado los errores normalizados de las mediciones en cada máquina. Las Tablas 6.11, 6.12 y 6.13 recogen los valores de  $E_n$  obtenidos en los ensayos Tipo 1, 2 y 3, respectivamente. Como se podía intuir, la mayoría de los resultados individuales no son compatibles con un intervalo de confianza del 95%, ya que son mayores que 1 (valores sombreados). De hecho, los resultados han sido bastante dispares entre sí. La escasa compatibilidad existente varía en función de la transmisión y del parámetro evaluado. En concreto, la Máquina A en líneas generales es bastante compatible para  $F_i''$  y  $F_r''$  para los ensayos 47/2 y 60/1; la Máquina B apenas es compatible salvo para  $F_r''$  de la transmisión 60/1; y la Máquina C lo es parcialmente para  $F_i''$  y  $F_r''$  en los ensayos 55/2 y 60/1.

*Tabla 6.11 Compatibilidad en los ensayos Tipo 1 (47/2)*

Ensayos	Parámetro	$E_n$ (A)	$E_n$ (B)	$E_n$ (C)
<b>1.1</b>	$F_i''$	0,4	-3,0	2,1
	$F_r''$	0,2	-1,3	0,9
	$f_i''$	-1,2	-7,8	8,0
<b>1.2</b>	$F_i''$	0,2	-	3,3
	$F_r''$	-0,5	-	1,9
	$f_i''$	2,4	-	6,5
<b>1.3</b>	$F_i''$	-0,6	-3,1	3,2
	$F_r''$	0,5	-2,4	1,6
	$f_i''$	-6,7	-6,6	12,2
<b>1.4</b>	$F_i''$	0,1	-4,4	3,5
	$F_r''$	0,8	-3,1	1,9
	$f_i''$	0,3	-6,9	5,7

*Tabla 6.12 Compatibilidad en los ensayos Tipo 2 (55/2)*

Ensayos	Parámetro	$E_n$ (A)	$E_n$ (B)	$E_n$ (C)
2.1	$F_i''$	4,5	-4,0	-1,0
	$F_r''$	1,7	-1,4	-0,5
	$f_i''$	9,9	-10,9	0,0
2.2	$F_i''$	1,1	-1,5	0,2
	$F_r''$	0,8	0,1	-0,8
	$f_i''$	2,3	-6,6	3,5
2.3	$F_i''$	5,4	-3,6	-2,2
	$F_r''$	2,9	-1,6	-1,4
	$f_i''$	9,5	-9,4	-1,0
2.4	$F_i''$	3,1	-1,4	-1,8
	$F_r''$	0,3	0,0	-0,2
	$f_i''$	9,4	-5,5	-4,2

*Tabla 6.13 Compatibilidad en los ensayos Tipo 3 (60/1)*

Ensayos	Parámetro	$E_n$ (A)	$E_n$ (B)	$E_n$ (C)
3.1	$F_i''$	-1,0	-	4,4
	$F_r''$	0,0	-	2,1
	$f_i''$	-2,8	-	9,6
3.2	$F_i''$	0,4	-1,2	0,7
	$F_r''$	0,1	0,1	-0,2
	$f_i''$	0,7	-3,7	2,6
3.3	$F_i''$	-2,5	-1,3	3,5
	$F_r''$	-0,9	0,0	0,8
	$f_i''$	-4,5	-4,5	8,2
3.4	$F_i''$	1,0	-2,0	0,7
	$F_r''$	0,7	-0,7	-0,1
	$f_i''$	0,2	-5,5	4,6

La incompatibilidad general demuestra la falta de reproducibilidad de los sistemas de medición, a pesar de la repetibilidad a nivel individual de los componentes de las máquinas. Una mayor profundidad en el estudio permitiría determinar las causas de las diferencias encontradas pudiendo mejorar las especificaciones de la futura normativa de este tipo de ensayos.

#### 6.4.3 Estimación de incertidumbre Máquina 2

La incertidumbre de medición de la Máquina 2 también se ha estimado de acuerdo a la expresión (6.6). Aunque se ha seguido prácticamente el mismo desarrollo que en la Máquina 1, existen diferencias en la evaluación de algunos términos debido a que son máquinas con estructuras cinemáticas diferentes. En particular, algunos componentes tienen distinta disposición y recorrido, como los carros porta-

engranajes, que afectan directamente al funcionamiento de la máquina y a la ejecución de ensayos. Además, la calibración se ha realizado principalmente mediante interferometría, debido a las dimensiones de la Máquina 2. No obstante, los coeficientes de sensibilidad aplicados siguen siendo los mismos, ya que no dependen del equipo empleado.

En los siguientes subapartados, se muestra el desglose de la incertidumbre del parámetro  $F_i''$  en la Máquina 2, así como la estimación de su incertidumbre expandida, para posteriormente calcular la del resto de parámetros de rodadura a dos flancos.

#### 6.4.3.1 Incertidumbre debida a la calibración inicial ( $u_0$ )

En esta máquina, el término de incertidumbre  $u_0$  debida a la calibración inicial se amplía con respecto al (6.8), al aumentar el rango de desplazamiento en altura. Al error de las lecturas entre el encoder y el palpador lineal, cuando cilindro patrón y eje porta-coronas están en contacto determinando la distancia entre centros en el punto de calibración, se le suman el error debido a la calibración en altura y el de la calibración de la perpendicularidad entre ejes. De esta manera, el cálculo se realiza como suma de los cuadrados de los diferentes términos individuales de incertidumbre anteriores, de acuerdo a la ecuación (6.37).

$$u_0^2 = u_{0p}^2 + u_{0enc}^2 + u_{0pal}^2 + u_{0pz}^2 + u_{0encz}^2 + u_{0b}^2 \quad (6.37)$$

Donde,

$u_{0p}$  es la incertidumbre asociada a la suma de los radios de los cilindros patrón;

$u_{0enc}$  es la incertidumbre de la precisión del encoder lineal;

$u_{0pal}$  es la incertidumbre de la precisión del palpador lineal;

$u_{0pz}$  es la incertidumbre debida al cilindro patrón en la calibración en altura;

$u_{0encz}$  es la incertidumbre asociada a la precisión del encoder vertical;

$u_{0b}$  es la debida a la regulación inicial del ángulo entre los ejes.

A pesar del aumento de fuentes de error, se puede intuir que la incertidumbre debida a la calibración inicial prácticamente se va a poder considerar despreciable. Aun así, se incluye el estudio completo para comprobar los resultados.

Igual que en la Máquina 1, el primero de los términos ( $u_{0p}$ ) se obtiene como suma de las incertidumbres de las mediciones de los cilindros patrón empleados, en este caso un cilindro patrón y el eje porta-coronas. De esta manera, es válido aplicar las

ecuaciones (6.10) a (6.13) con los valores correspondientes a los nuevos diámetros y sus desviaciones en la medición (ver apartado 4.5). El resto de variables, incluidos los coeficientes de sensibilidad, siguen siendo los mismos por medirlos en la misma MMC. Descomponiendo al nivel más elemental, se obtienen las expresiones (6.38) y (6.39), a partir de las (6.14) y (6.15) respectivamente, y con ellas las incertidumbres que generan los cilindros patrón, utilizados en la calibración de la máquina, sobre el parámetro  $F_i$ .

$$\begin{aligned} u_{0ps}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 + c_{dc}^2 \frac{s_{ps}^2}{n} + c_{dc}^2 \frac{(d_{ps} \propto_{max} \Delta t_{max})^2}{3} = \\ &= 0,013^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{0,2}{\sqrt{10}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{54796 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,013^2 \cdot 0,333^2 + 0,013^2 \cdot 0,063^2 + 0,013^2 \cdot 0,198^2 = 0,005^2 \end{aligned} \quad (6.38)$$

$$\begin{aligned} u_{0pc}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 + c_{dc}^2 \frac{s_{pc}^2}{n} + c_{dc}^2 \frac{(d_{pc} \propto_{max} \Delta t_{max})^2}{3} = \\ &= 0,013^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{0,3}{\sqrt{10}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{34995 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,013^2 \cdot 0,333^2 + 0,013^2 \cdot 0,095^2 + 0,013^2 \cdot 0,126^2 = 0,005^2 \end{aligned} \quad (6.39)$$

El cálculo del segundo de los términos se realiza según la ecuación (6.40), idéntica a la (6.16), que a pesar del aumento en la longitud del encoder se considera la misma incertidumbre máxima. El error,  $E_{enc}$ , del instrumento empleado es de  $\pm 3 \mu\text{m}$  (ver subapartado 3.3.2.3).

$$u_{0enc}^2 = c_{dc}^2 \left( \frac{E_{enc}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,013^2 \left( \frac{3}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,013^2 \cdot 1,732^2 = 0,023^2 \quad (6.40)$$

Igualmente, el tercer término ( $u_{0pal}$ ) no sólo contiene la incertidumbre debida a la precisión del palpador lineal ( $u_{pal}$ ) sino también la repetibilidad en la posición de bloqueo del carro secundario ( $u_{rcc}$ ) que realiza el movimiento de vaivén en el ensayo. Adaptando la expresión (6.17) de la Máquina 1, la primera se ha calculado según una distribución rectangular a partir del error del instrumento de medida ( $E_{pal} = \pm 1 \mu\text{m}$ ) (ver subapartado 3.3.2.2), mientras que la segunda se ha evaluado mediante la desviación típica de la repetición en la posición de bloqueo ( $s_{rcc} = \pm 0,4 \mu\text{m}$ ) tras realizar 10 mediciones ( $n$ ). De esta manera se tiene (6.41):

$$\begin{aligned} u_{0pal}^2 &= u_{pal}^2 + u_{rcc}^2 = c_{dc}^2 \left( \frac{E_{pal}}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_{dc}^2 \frac{s_{rcc}^2}{n} \\ &= 0,013^2 \left( \frac{1}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{0,4}{\sqrt{10}} \right)^2 \\ &= 0,013^2 \cdot 0,577^2 + 0,013^2 \cdot 0,127^2 = 0,008^2 \end{aligned} \quad (6.41)$$

Como la calibración en altura se realiza por contacto entre el cilindro patrón y la superficie de referencia, para calcular el cuarto término ( $u_{0pz}$ ) basta con volver a

aplicar la ecuación (6.38), utilizando el coeficiente de sensibilidad en altura ( $c_a$ ) en vez del de la distancia entre centros ( $c_{dc}$ ). Así tenemos (6.42):

$$\begin{aligned} u_{0pz}^2 &= c_a^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 + c_a^2 \frac{s_{ps}^2}{n} + c_a^2 \frac{(d_{ps} \propto_{max} \Delta t_{max})^2}{3} = \\ &= 0,040^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 + 0,040^2 \left( \frac{0,2}{\sqrt{10}} \right)^2 + 0,040^2 \left( \frac{54796 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,040^2 \cdot 0,333^2 + 0,040^2 \cdot 0,063^2 + 0,040^2 \cdot 0,198^2 = 0,016^2 \end{aligned} \quad (6.42)$$

A su vez, el quinto término ( $u_{encz}$ ) incluye la incertidumbre de la precisión del encoder lineal vertical que posiciona el carro porta-sínfín. Como en el resto los instrumentos de medición, se calcula de acuerdo a una distribución rectangular a partir su error ( $E_{encz}$ ), cuyo valor es de  $\pm 3 \mu\text{m}$  (apartado 3.3.2.4). Al ser un error que se produce en dirección Z, el coeficiente de sensibilidad a aplicar es  $c_a$  (6.43).

$$u_{0encz}^2 = c_a^2 \left( \frac{E_{encz}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,040^2 \left( \frac{3}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,040^2 \cdot 1,732^2 = 0,069^2 \quad (6.43)$$

Por su parte, el último de los términos ( $u_{0b}$ ) contiene las incertidumbres del error de la propia regulación del ángulo entre los ejes ( $u_{rb}$ ) más la del reloj comparador milesimal empleado ( $u_{relb}$ ). Se ha establecido una histéresis del sistema de  $4 \mu\text{m}$  mediante la lectura del reloj, lo que implica 2,95 arcosegundos de error en el ángulo entre los ejes ( $H_{rb}$ ). A su vez, la resolución del reloj comparador ( $R_{relb}$ ) de  $1 \mu\text{m}$  supone un error de 0,7 arcosegundos sobre dicho ángulo. Aplicando estos valores sobre la expresión (6.44), con el coeficiente de sensibilidad referente a la influencia del ángulo sobre  $Fi''$  ( $c_b$ ), se obtiene:

$$\begin{aligned} u_{0b}^2 &= u_{rb}^2 + u_{relb}^2 = c_b^2 \left( \frac{H_{rb}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_b^2 \left( \frac{E_{relb}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 \\ &= 0,039^2 \left( \frac{2,95/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,039^2 \left( \frac{0,7/2}{\sqrt{3}} \right)^2 \\ &= 0,039^2 \cdot 0,213^2 + 0,039^2 \cdot 0,850^2 = 0,034^2 \end{aligned} \quad (6.44)$$

La Tabla 6.14, muestra tanto el resumen como el cálculo final del término de incertidumbre debido a la calibración inicial de la Máquina 2. Finalmente se confirma que aunque han aumentado las fuentes de error con respecto a la primera máquina, los valores siguen teniendo un orden de magnitud despreciable.

Tabla 6.14 Resumen de la incertidumbre típica de la calibración inicial M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv l_{ci}u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
<b><math>u_{0p}</math></b>	Calibración cilindros patrón	<b>0,004</b>	<b>1</b>	<b>0,004</b>	<b>488</b>
$u_{0ps}$	Cilindro patrón sinfín	0,005	0,5	0,0026	836
$u_{MMC}$	Error MMC	0,333	0,013	0,004	$\infty$
$u_{ps}$	Medición cilindro patrón sinfín	0,063	0,013	0,001	9
$u_{tps}$	Temperatura medición cilindro patrón sinfín	0,198	0,013	0,002	$\infty$
<b><math>u_{0pc}</math></b>	Eje corona	<b>0,005</b>	<b>0,5</b>	<b>0,0024</b>	<b>128</b>
$u_{MMC}$	Error MMC	0,333	0,013	0,004	$\infty$
$u_{pc}$	Medición eje corona	0,095	0,013	0,001	9
$u_{tpc}$	Temperatura medición eje corona	0,126	0,013	0,002	$\infty$
<b><math>u_{0enc}</math></b>	Precisión encoder horizontal	<b>1,732</b>	<b>0,013</b>	<b>0,023</b>	<b><math>\infty</math></b>
<b><math>u_{0pal}</math></b>	Lectura inicial palnador	<b>0,008</b>	<b>1</b>	<b>0,008</b>	<b>4290</b>
$u_{pal}$	Precisión palpador	0,577	0,013	0,008	$\infty$
$u_{rcc}$	Repetibilidad bloqueo carro corona	0,127	0,013	0,002	9
<b><math>u_{0pz}</math></b>	Calibración cilindro patrón	<b>0,016</b>	<b>0,5</b>	<b>0,008</b>	<b>836</b>
$u_{MMC}$	Error MMC	0,333	0,040	0,013	$\infty$
$u_{ps}$	Medición cilindro patrón sinfín	0,063	0,040	0,003	9
$u_{tps}$	Temperatura medición cilindro patrón sinfín	0,198	0,040	0,008	$\infty$
<b><math>u_{0encz}</math></b>	Precisión encoder vertical	<b>1,732</b>	<b>0,040</b>	<b>0,069</b>	<b><math>\infty</math></b>
<b><math>u_{0b}</math></b>	Calibración inicial ángulo entre ejes	<b>0,034</b>	<b>1</b>	<b>0,034</b>	<b><math>\infty</math></b>
$u_{rb}$	Histéresis regulación ángulo	0,850	0,039	0,033	$\infty$
$u_{relb}$	Resolución reloj comparador	0,213	0,039	0,008	$\infty$

$$u_0^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_{0p}^2 + u_{0enc}^2 + u_{0pal}^2 + u_{0pz}^2 + u_{0encz}^2 + u_{0b}^2 = 0,0066 \mu\text{m}^2$$

$$u_0(F_i'') = 0,08 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i'') = 7701940$$

#### 6.4.3.2 Incertidumbre debida al desplazamiento hasta la distancia nominal entre centros ( $u_{dnc}$ )

El desplazamiento del carro principal, desde el punto de calibración hasta la distancia nominal entre centros, genera incertidumbre como consecuencia de las holguras en las guías junto con los valores residuales de la compensación numérica del encoder lineal. En este caso, la expresión equivalente a la (6.18) de la primera máquina, es la ecuación (6.45) donde  $u_{il}$  es la incertidumbre de medición del interferómetro láser

utilizado en la calibración;  $u_{enc}$  la asociada a la precisión del encoder lineal horizontal; y  $u_{dncj}$  la que incluye los errores debidos al juego entre guías y carro.

$$u_{dnc}^2 = u_{il}^2 + u_{enc}^2 + u_{dncj}^2 \quad (6.45)$$

El primero de los valores,  $u_{il}$ , se calcula a partir del error proporcionado por el fabricante del interferómetro láser ( $\pm 0,5$  ppm). El desplazamiento máximo evaluado ha sido de 400 mm, lo que supone  $\pm 0,2$   $\mu\text{m}$ . Además, se aplica el coeficiente de sensibilidad ( $c_{dc}$ ) por afectar a la distancia entre centros (6.46).

$$u_{il}^2 = c_{dc}^2 \left( \frac{E_{il}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,013^2 \left( \frac{0,2}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,013^2 \cdot 0,116^2 = 0,002^2 \quad (6.46)$$

El segundo término,  $u_{enc}$  (6.47), es idéntico a  $u_{0enc}$  (ver 6.40), la incertidumbre debida a la precisión del encoder lineal en la calibración inicial. Aunque parezca que se están duplicando términos, en realidad son diferentes, ya que hay errores de lectura del encoder en su posición inicial, pero también en su posición final.

$$u_{enc}^2 = u_{0enc}^2 = 0,013^2 \cdot 1,732^2 = 0,023^2 \quad (6.47)$$

A su vez, el tercer y último de los términos,  $u_{dncj}$ , se puede descomponer en la incertidumbre de los errores residuales de la calibración, más la de aquellos errores que, sin modificar la distancia entre centros, contribuyen sobre la variación del parámetro  $Fi''$ . La fórmula (6.48) comprende la incertidumbre de la compensación numérica realizada ( $u_{dncc}$ ); la incertidumbre debida a la variación en altura, por efecto de la rectitud  $E_{ZX}$  ( $u_{dncZX}$ ) y del cabeceo  $E_{BX}$  ( $u_{dncBX}$ ); y la incertidumbre generada por el balanceo  $E_{AX}$  ( $u_{dncAX}$ ) al variar el ángulo entre ejes durante el desplazamiento.

$$u_{dncj}^2 = u_{dncc}^2 + u_{dncZX}^2 + u_{dncBX}^2 + u_{dncAX}^2 \quad (6.48)$$

Durante la calibración, se corrigen las lecturas de los instrumentos de medida para que coincidan con los valores reales, comparándolas con un instrumento de referencia como puede ser un interferómetro láser. No obstante, las compensaciones están sujetas a ciertas incertidumbres de valores residuales no corregidos. El error de la compensación del encoder lineal ( $E_{dncc}$ ) es de 3,2  $\mu\text{m}$  (ver apartado 4.5.1) y están incluidas las incertidumbres del error de posición, de cabeceo y de guiñada que se producen en la dirección del movimiento, eje X. Por otro lado, se observan variaciones en dirección Z de hasta 56  $\mu\text{m}$  y de 76  $\mu\text{m}$ , por efecto de la rectitud  $E_{ZX}$  y del cabeceo  $E_{BX}$  respectivamente. Por su parte, el error de balanceo  $E_{AX}$  muestran diferencias del ángulo entre los ejes de 13 arcosegundos a lo largo de todo el recorrido del carro principal (ver apartado 4.5.5). Cada uno de estos errores implican contribuciones distintas sobre  $Fi''$ , por lo que hay que aplicar el correspondiente coeficiente de sensibilidad en cada caso. Por otro lado, todos estos errores se han evaluado de acuerdo a una distribución de

probabilidad rectangular, cuya semiamplitud es conocida e igual a la mitad del error calculado. De nuevo, se opta por la opción más conservadora porque no se tiene la certeza de cuáles son los valores más probables dentro del rango de error. En la ecuación (6.49) se muestra el cálculo aplicando los valores sobre la expresión (6.48).

$$\begin{aligned}
 u_{dncj}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{E_{dncc}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_a^2 \left( \frac{E_{dncZX}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_a^2 \left( \frac{E_{dncBX}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 \\
 &\quad + c_b^2 \left( \frac{E_{dncAX}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,013^2 \left( \frac{3,2/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,040^2 \left( \frac{56/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,040^2 \left( \frac{76/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,039^2 \left( \frac{13}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,013^2 \cdot 0,9^2 + 0,040^2 \cdot 16,2^2 + 0,040^2 \cdot 21,9^2 + 0,039^2 \cdot 3,8^2 = 1,10^2
 \end{aligned} \tag{6.49}$$

La Tabla 6.15 resume las fuentes de error implicadas en la incertidumbre de medición debida al desplazamiento del carro principal porta-coronas desde el punto de calibración inicial hasta cualquier posición de trabajo. Se puede apreciar que las fuentes de error más influyentes son las que modifican la altura, rectitud ZX y la componente vertical del cabeceo BX, a pesar de que el desplazamiento se realiza en dirección horizontal.

*Tabla 6.15 Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro porta-sinfín M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv  c_i /u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
$u_{il}$	Error interferómetro	0,116	0,013	0,002	$\infty$
$u_{enc}$	Precisión encoder	1,732	0,013	0,023	$\infty$
$u_{dncj}$	Juego desplazamiento carro principal	1,100	1	1,1	$\infty$
$u_{dncc}$	Compensación numérica encoder	0,9	0,013	0,01	$\infty$
$u_{dncZX}$	Rectitud ZX	16,2	0,040	0,65	$\infty$
$u_{dncBX}$	Componente Z del cabeceo BX	21,9	0,040	0,88	$\infty$
$u_{dncAX}$	Balanceo AX	3,8	0,039	0,15	$\infty$

$$u_{dnc}^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_{il}^2 + u_{enc}^2 + u_{dncj}^2 = 1,21 \mu\text{m}^2$$

$$u_{dnc}(F_i'') = 1,1 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i'') = \infty$$

#### 6.4.3.3 Incertidumbre debida al montaje de las ruedas ( $u_{sin}$ ) y ( $u_{cor}$ )

Como en la primera máquina, las desviaciones debidas a la manipulación, montaje y fijación de las ruedas se han cuantificado experimentalmente, mediante ensayos de repetibilidad donde se incluyen fuentes de incertidumbre como la desalineación entre los ejes, el comportamiento del arrastre del eje motriz y las holguras en el ensamblaje. El procedimiento consiste en realizar varias mediciones seguidas sin modificar las condiciones generales de operación. Tras finalizar un ensayo, se debe desmontar el engranaje correspondiente, sínfín o corona, para volverlo a montar de nuevo antes de comenzar con el siguiente ensayo. Esto se debe hacer de manera aleatoria, asegurándose de que los resultados son representativos de la mayor parte de las orientaciones posibles.

A partir de los resultados experimentales, se han determinado los valores límite de una distribución de probabilidad gaussiana simétrica. El cálculo de incertidumbre del montaje del sínfín ( $u_{sin}$ ) y de la corona ( $u_{cor}$ ) se realiza fijando como límite la mitad de las variaciones observadas. En el caso del sínfín, la variación ( $E_{sin}$ ) supone 0,9 µm mientras que en la corona ( $E_{cor}$ ) es de 10,2 µm (ver apartado 5.4.4). Además, el coeficiente de sensibilidad es igual a la unidad porque los resultados de los ensayos de repetibilidad están directamente en función del propio parámetro  $F_i''$ . De esta manera, las incertidumbres asociadas a este proceso se pueden obtener de acuerdo a las ecuaciones (6.50) y (6.51).

$$u_{sin}^2 = \left( \frac{E_{sin}/2}{2} \right)^2 = \left( \frac{0,9/2}{2} \right)^2 = 0,23^2 \quad (6.50)$$

$$u_{cor}^2 = \left( \frac{E_{cor}/2}{2} \right)^2 = \left( \frac{10,2/2}{2} \right)^2 = 2,6^2 \quad (6.51)$$

La Tabla 6.16 recoge el resumen de la incertidumbre generada por el montaje y fijación de los engranajes utilizados en los ensayos. Los resultados obtenidos muestran que la manipulación de la corona se presenta, de nuevo, como la mayor de las contribuciones del equipo.

Tabla 6.16 Resumen de la incertidumbre típica del montaje de las ruedas M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv l_{cil}u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
$u_{sin}$	Montaje sinfín patrón	0,23	1	0,23	$\infty$
				$u_{sin}^2(F_i'') = 0,051 \mu\text{m}^2$	
				$u_{sin}(F_i'') = 0,23 \mu\text{m}$	
				$v_{eff}(F_i'') = \infty$	
$u_{cor}$	Montaje corona	2,6	1	2,6	$\infty$
				$u_{sin}^2(F_i'') = 6,50 \mu\text{m}^2$	
				$u_{sin}(F_i'') = 2,6 \mu\text{m}$	
				$v_{eff}(F_i'') = \infty$	

#### 6.4.3.4 Incertidumbre debida al desplazamiento hasta la altura nominal ( $u_{alt}$ )

El movimiento vertical del carro porta-sinfín a lo largo del eje Z permite posicionar las ruedas a la altura nominal entre sí. En particular, el sinfín se puede desplazar hasta conseguir la distancia apropiada con respecto a la cara de referencia del porta-coronas. Si bien es cierto que el desplazamiento en Z no modifica por sí solo la distancia entre centros entre dos engranajes, ya se ha visto que existen contribuciones sobre los parámetros de rodadura que vienen definidas por los coeficientes de sensibilidad.

En esta máquina, la estimación de la incertidumbre de este desplazamiento, desde la posición de calibración, se asemeja mucho más a la del desplazamiento del carro horizontal que a su homónima de la Máquina 1. Aplicando la ecuación (6.45) sobre el movimiento vertical del carro porta-sinfín, se obtiene la ecuación (6.52). Sus términos incluyen:  $u_{ila}$  que es la incertidumbre del interferómetro láser en un desplazamiento vertical;  $u_{encz}$  la asociada a la precisión del encoder lineal vertical; y  $u_{altj}$  la que incluye los errores debidos al juego entre guías y carro.

$$u_{alt}^2 = u_{ila}^2 + u_{encz}^2 + u_{altj}^2 \quad (6.52)$$

El primero de los valores,  $u_{ila}$ , se calcula de acuerdo a una expresión idéntica a la (6.46) pero cambiando el coeficiente de sensibilidad (6.53). Incluye el error del interferómetro láser ( $E_{ila}$ ), que para un desplazamiento máximo evaluado, en torno a 150 mm, supone  $\pm 0,075 \mu\text{m}$ .

$$\begin{aligned} u_{ila}^2 &= c_a^2 \left( \frac{E_{ila}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,040^2 \left( \frac{0,075}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,040^2 \cdot 0,043^2 \\ &= 0,001^2 \end{aligned} \quad (6.53)$$

El segundo término,  $u_{encz}$  (ecuación 6.54), es idéntico a  $u_{0encz}$  (ver ecuación (6.43)), la incertidumbre debida a la precisión del encoder lineal vertical en la calibración inicial.

$$u_{encz}^2 = u_{0encz}^2 = 0,040^2 \cdot 1.732^2 = 0,069^2 \quad (6.54)$$

A su vez, el tercer y último de los términos,  $u_{altj}$ , se puede descomponer en la incertidumbre de los errores residuales de la calibración, más el resto de errores que contribuyen a la oscilación de  $Fi''$ , durante el movimiento en el eje Z. La expresión (6.55) está compuesta a su vez por la incertidumbre de la compensación numérica realizada ( $u_{altc}$ ); la incertidumbre debida al error extra de cabeceo  $E_{BZ}$  ( $u_{altBZ}$ ) por la situación de la óptica en la corrección; la incertidumbre generada por la guiñada  $E_{AZ}$  ( $u_{altAZ}$ ) al variar el ángulo entre ejes durante el desplazamiento; y la incertidumbre asociada al error de rectitud Exz ( $u_{altXZ}$ ).

$$u_{altj}^2 = u_{altc}^2 + u_{altBZ}^2 + u_{altAZ}^2 + u_{altXZ}^2 \quad (6.55)$$

El error de la compensación del encoder lineal ( $E_{altc}$ ) es de 4,3  $\mu\text{m}$  (ver apartado 4.5.3), englobando el error de posición y, sólo parcialmente, el de cabeceo y el de guiñada (ver apartado 4.5.5). Una parte de estos dos últimos hay que añadirlos como términos de incertidumbre, debido por un lado, a que la situación de la óptica en el cabeceo deja de detectar 9  $\mu\text{m}$  en altura, y por otro, se produce una variación de 28 arcosegundos del ángulo entre ejes que modifica  $Fi''$  por el efecto del error de guiñada. Así mismo, aunque se debería tener en cuenta el error de rectitud en dirección X, que modifica la distancia entre centros, no ha sido posible realizar la evaluación por la imposibilidad de situar y fijar adecuadamente las ópticas de interferometría. Cada uno de estos errores implican contribuciones distintas sobre  $Fi''$ , por lo que hay que aplicar coeficientes de sensibilidad diferentes según corresponda. Igualmente, todos estos errores se han evaluado de acuerdo a una distribución de probabilidad rectangular, de semiamplitud conocida e igual a la mitad del error calculado, al desconocer los valores más probables dentro del rango de error. En la ecuación (6.56) se aplican los valores sobre la ecuación anterior (6.55).

$$\begin{aligned}
 u_{altj}^2 &= c_a^2 \left( \frac{E_{altc}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_a^2 \left( \frac{E_{altBZ}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_b^2 \left( \frac{E_{altAZ}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 \\
 &\quad + c_{dc}^2 \left( \frac{E_{altXZ}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,040^2 \left( \frac{2,15/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,040^2 \left( \frac{4,5/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,039^2 \left( \frac{14/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{0}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,040^2 \cdot 1,2^2 + 0,040^2 \cdot 2,6^2 + 0,039^2 \cdot 8,1^2 + 0,013^2 \cdot 0^2 = 0,34^2
 \end{aligned} \tag{6.56}$$

La Tabla 6.17 resume las fuentes de error implicadas en la incertidumbre de medición debida al desplazamiento del carro porta-sinfín, desde el punto de calibración hasta la altura nominal de trabajo. La variación del ángulo entre los ejes, fruto del error de guiñada, parece ser la fuente de error principal, junto con el error de cabeceo, aunque este en menor medida.

*Tabla 6.17 Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro porta-sinfín M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv  c_i u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
$u_{ila}$	Error interferómetro	0,043	0,040	0,002	$\infty$
$u_{encz}$	Precisión encoder vertical	1,732	0,040	0,069	$\infty$
$u_{altj}$	Juego desplazamiento carro porta-sinfín	0,336	1	0,336	$\infty$
$u_{altc}$	Compensación numérica encoder	1,2	0,040	0,050	$\infty$
$u_{altBZ}$	Cabeceo BZ	2,6	0,040	0,104	$\infty$
$u_{altAZ}$	Guiñada AZ	8,1	0,039	0,315	$\infty$
$u_{altXZ}$	Rectitud XZ	0	0,013	0	$\infty$

$$u_{alt}^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_{ila}^2 + u_{encz}^2 + u_{altj}^2 = 0,117 \mu\text{m}^2$$

$$u_{alt}(F_i'') = 0,34 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i'') = \infty$$

#### 6.4.3.5 Incertidumbre debida a la ejecución del ensayo a dos flancos ( $u_{edf}$ )

El último de los términos de la ecuación general de estimación de la incertidumbre de los equipos de ensayos de rodadura a dos flancos incluye las fuentes de error debidas a la ejecución del propio ensayo. Para la Máquina 2, se utiliza exactamente la misma expresión propuesta que para la Máquina 1 (6.29), donde  $u_{edf}$  se divide en la incertidumbre del movimiento de vaivén del carro secundario ( $u_{dfd}$ ) y en la del resto de parámetros de la ejecución de ensayos ( $u_{dfp}$ ).

La incertidumbre  $u_{dfd}$  (6.57) puede desglosarse, al igual que el resto de incertidumbres de desplazamientos, como suma de los cuadrados de las incertidumbres debidas al interferómetro empleado en la compensación ( $u_{il}$ ), a la precisión del instrumento de medición ( $u_{pal}$ ) y a la asociada con la compensación del desplazamiento ( $u_{dfdc}$ ).

$$u_{dfd}^2 = u_{il}^2 + u_{pal}^2 + u_{dfdc}^2 \quad (6.57)$$

El movimiento del carro secundario es tan pequeño que cualquier posible incertidumbre, o está incluida en la corrección, o es despreciable. Esto implica que el coeficiente de sensibilidad a aplicar, en este caso, es  $c_{dc}$  por realizarse movimientos en dirección  $X$  que modifican exclusivamente la distancia entre centros. Por su parte,  $u_{il}$  y  $u_{pal}$  ya se han calculado previamente en las ecuaciones (6.46) y (6.41) respectivamente. Por otro lado,  $u_{dfdc}$  incluye los valores residuales de la calibración del desplazamiento del carro secundario debido a la holgura en las guías. Como en el resto de evaluaciones anteriores de compensaciones de instrumentos, el cálculo se realiza de acuerdo a una función de probabilidad rectangular cuyos límites conocidos son igual al semintervalo del error máximo ( $E_{dfdc} = 0,4 \mu\text{m}$ ) (ver apartado 4.5.2). De acuerdo a estos datos, la incertidumbre del desplazamiento de carro secundario se puede ver en la expresión (6.58).

$$\begin{aligned} u_{dfdc}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{E_{il}}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_{dc}^2 \left( \frac{E_{pal}}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_{dc}^2 \left( \frac{E_{dfdc}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,013^2 \left( \frac{0,2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{1}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,013^2 \left( \frac{0,4/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,013^2 \cdot 0,116^2 + 0,013^2 \cdot 0,577^2 + 0,013^2 \cdot 0,116^2 = 0,008^2 \end{aligned} \quad (6.58)$$

Por otro lado, en la incertidumbre  $u_{dfp}$  de la ecuación (6.59) se puede incorporar cualquier influencia que pueda estar relacionada directamente con la ejecución de los ensayos de rodadura a dos flancos y que previamente no hayan sido contemplados. Se propone como posibles fuentes de error la velocidad de giro de los engranajes ( $u_{vel}$ ) y la fuerza ejercida por el sistema elástico ( $u_{fm}$ ). Además, se podría incluir un último término que recoja cualquier otro efecto no considerado previamente ( $u_{otros}$ ), y que sin embargo se haya podido detectar.

$$u_{dfp}^2 = u_{vel}^2 + u_{fm}^2 + u_{otros}^2 = 0 \quad (6.59)$$

Tal y como se explica en el apartado 6.4.1.5 del cálculo de incertidumbre de la primera máquina, dentro de los parámetros recomendados por las diferentes normativas no se aprecian contribuciones por parte de estas variables sobre el parámetro  $Fi''$ , ni sobre los parámetros descompuestos. Bien es cierto, que se han

detectado algunas variaciones de  $Aa''$  cuando cambia la fuerza del sistema elástico, lo que muestra signos de la existencia de influencias sobre la dinámica del ensayo.

La Tabla 6.18 contiene el resumen de la contribución de la ejecución del propio ensayo de rodadura a dos flancos. Debido a que el desplazamiento es muy pequeño y que, en principio, las variables dinámicas no afectan al resultado, la incertidumbre obtenida es muy pequeña.

*Tabla 6.18 Resumen de la incertidumbre típica debida a la ejecución del ensayo de rodadura a dos flancos M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv  c_i  u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
<b>U<sub>dfd</sub></b>	Juego desplazamiento carro porta-coronas	<b>0,008</b>	<b>1</b>	<b>0,008</b>	$\infty$
U <sub>il</sub>	Error interferómetro	0,116	0,013	0,002	$\infty$
U <sub>pal</sub>	Precisión palpador lineal	0,577	0,013	0,008	$\infty$
U <sub>dfdc</sub>	Compensación numérica palpador	0,116	0,013	0,002	$\infty$
<b>U<sub>dfp</sub></b>	Resto parámetros ejecución ensayos	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>0</b>	-
U <sub>vel</sub>	Velocidad de ensayo	0	1	0	-
U <sub>fm</sub>	Fuerza muelle	0	1	0	-
U <sub>otros</sub>	Otras posibles causas	0	1	0	-

$$u_{edf}^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_{dfd}^2 + u_{dfp}^2 = 0,00006 \mu\text{m}^2$$

$$u_{edf}(F_i'') = 0,008 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i'') = \infty$$

#### 6.4.3.6 Incertidumbre expandida de $F_i''$ de la Máquina 2

La incertidumbre expandida del error compuesto radial ( $F_i''$ ) en la Máquina 2 se calcula sustituyendo los valores obtenidos en los subapartados anteriores en la ecuación (6.6). Esta representa el intervalo más probable que podría atribuirse al mesurando. Por un lado, se han determinado numéricamente los términos que permiten estimar la incertidumbre típica combinada aplicando la ley de propagación de errores. Por otro, se ha establecido un factor de cobertura  $k=2$  para un intervalo con un nivel de confianza del 95%, a partir del análisis del número de grados de libertad.

La Tabla 6.19 recoge el resumen de los valores de las componentes de incertidumbre típica en los que se ha dividido la evaluación y los grados de libertad de cada una de ellas, para finalmente calcular tanto la incertidumbre típica combinada como la incertidumbre expandida del parámetro  $F_i''$  en la Máquina 2. Además, se puede

ver la contribución en tanto por ciento de cada componente sobre la incertidumbre total.

*Tabla 6.19 Incertidumbre expandida de  $F_i''$  en M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,08	7701940	0,08
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	1,10	$\infty$	15,34
$u_{sin}$	Montaje sínfín patrón	0,23	$\infty$	0,64
$u_{cor}$	Montaje corona	2,55	$\infty$	82,54
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	0,34	$\infty$	1,49
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos flancos	0,01	$\infty$	0,00

$$u_c^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 7,89 \mu\text{m}^2$$

<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>	$u_c(F_i'') = 2,81 \mu\text{m}$
	$v_{eff}(F_i'') = 1x10^{13}$

<b>Incertidumbre Expandida</b>	$U_{F_i''}(k = 2) = 5,6 \mu\text{m}$
--------------------------------	--------------------------------------

La estimación de incertidumbre expandida en la Máquina 2 es igual a  $5,6 \mu\text{m}$  con un intervalo de confianza del 95%, para todo el volumen de medición. De esta manera, la mayoría de los resultados de la medición de  $F_i''$  se encontrarán en un intervalo de  $\pm 5,6 \mu\text{m}$ . La mayor parte de la incertidumbre se concentra en el montaje de la corona, como sucedía en la Máquina 1. Aunque en este caso se ha utilizado una pinza expansora, ya que la corona debe girar solidaria con el eje para poder medir los parámetros de rodadura de un flanco, se mantiene el nivel de incertidumbre. De nuevo, se pone de manifiesto que es necesario mejorar el sistema de fijación de la corona para disminuir la incertidumbre de medida de este tipo de ensayos hasta niveles que permitan definir con precisión el grado de calidad de los engranajes verificados.

Igualmente, la incertidumbre calculada es de un volumen mucho mayor que el habitual de trabajo. En la Tabla 6.20, se muestra el resumen de una nueva estimación en la que se han utilizado valores de las fuentes de error más ajustados a la realidad (Tabla 4.2). En este caso, se ha considerado que el carro principal porta-coronas solamente se desplaza horizontalmente entre las posiciones de 100 a 200 mm y que el carro porta-sínfín oscila verticalmente entre las cotas 30 y 50 mm.

**Tabla 6.20** Incertidumbre expandida de  $F_i''$  de la zona de trabajo en M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,08	7701940	0,1
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	0,55	$\infty$	4,34
$u_{sin}$	Montaje sinfín patrón	0,23	$\infty$	0,74
$u_{cor}$	Montaje corona	2,6	$\infty$	94,69
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	0,10	$\infty$	0,13
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos flancos	0,01	$\infty$	0,00
$u_c^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 6,87 \mu\text{m}^2$				
<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>				$u_c(F_i'') = 2,62 \mu\text{m}$
$v_{eff}(F_i'') = 8 \times 10^{12}$				
<b>Incertidumbre Expandida</b>		$U_{F_i''}(k=2) = 5,2 \mu\text{m}$		

La estimación de incertidumbre de la zona de trabajo ha disminuido a pequeña escala, en torno a un 7% del total, ya que la influencia del montaje de la corona no se ve afectada. Si comparamos estos resultados con los equivalentes de la Máquina 1, se observa que ambas se mueven en valores muy similares a pesar de sus diferencias en tamaño, funcionamiento y calibración.

#### 6.4.3.7 Incertidumbre del resto de parámetros de rodadura

La clasificación del engranaje verificado, mediante ensayos de rodadura, se realiza en base a la peor calidad obtenida de cualquiera de sus tres parámetros. Esto significa que es necesario conocer también la incertidumbre de  $Fr''$  y  $f_i''$ , aunque estos provengan de la descomposición mediante la Transformada de Fourier. Aplicando la expresión general (6.6), por estar sujetos a las mismas fuentes de error, se puede estimar la incertidumbre expandida del resto de parámetros de rodadura para la Máquina 2. Las diferencias principales se encuentran en los coeficientes de sensibilidad a aplicar y en la repetibilidad del montaje de las ruedas.

La Tabla 6.21 muestra el cálculo de incertidumbre de la componente de baja frecuencia ( $Fr''$ ) para todo el volumen completo de medición. Los coeficientes de sensibilidad empleados han sido:  $c_{dc} = 0,022$ ,  $c_a = 0,013$  y  $c_b = 0,037$ , según los valores obtenidos en el apartado 5.5.1. Por su parte, los intervalos de error debidos al montaje del sinfín y de la corona han sido de  $0,5 \mu\text{m}$  y  $9,8 \mu\text{m}$  respectivamente según los datos del apartado 5.4.4. Con estos datos, la incertidumbre expandida disminuye ligeramente

como efecto de las pequeñas variaciones poco significativas, tanto crecientes como decrecientes, en distintos términos.

*Tabla 6.21 Incertidumbre expandida de  $Fr''$  en M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,06	1123661	0,05
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	0,38	$\infty$	2,34
$u_{sin}$	Montaje sínfín patrón	0,13	$\infty$	0,25
$u_{cor}$	Montaje corona	2,45	$\infty$	95,89
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	0,30	$\infty$	1,46
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos flancos	0,01	$\infty$	0,00

$$u_c^2(F_r'') = \sum u_i^2(F_r'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 6,26 \mu\text{m}^2$$

<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>	$u_c(F_r'') = 2,5 \mu\text{m}$
	$v_{eff}(F_r'') = 2 \times 10^{12}$

<b>Incertidumbre Expandida</b>	$U_{Fr''}(k=2) = 5,0 \mu\text{m}$
--------------------------------	-----------------------------------

Por su parte, la Tabla 6.22 muestra el cálculo de incertidumbre de la componente de alta frecuencia ( $f_i''$ ) para todo el volumen completo de medición. En este caso, los coeficientes de sensibilidad empleados han sido:  $c_{dc} = 0,019$ ,  $c_a = 0,032$  y  $c_b = 0,021$ , según los valores obtenidos en el apartado 5.5.1. A su vez, los intervalos de error debidos al montaje del sínfín y de la corona han sido de  $1,1 \mu\text{m}$  y  $1,6 \mu\text{m}$  respectivamente según los datos del apartado 5.4.4. La incertidumbre expandida de  $f_i''$  se reduce considerablemente por la disminución del error en el montaje de la corona. Además coincide con el de la Máquina 1, por lo que se mantiene la misma proporción de incertidumbre con respecto a los límites de los grados de calidad existentes para  $F_i''$ .

Tabla 6.22 Incertidumbre expandida de  $f_i''$  en M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,07	3147585	0,45
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	0,88	$\infty$	73,23
$u_{sin}$	Montaje sinfín patrón	0,28	$\infty$	7,21
$u_{cor}$	Montaje corona	0,40	$\infty$	15,25
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	0,20	$\infty$	3,85
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos flancos	0,01	$\infty$	0,01
$u_c^2(f_i'') = \sum u_i^2(f_i'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 1,049 \mu\text{m}^2$				
<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>			$u_c(f_i'') = 1,02 \mu\text{m}$	
			$v_{eff}(f_i'') = 2 \times 10^{11}$	
<b>Incertidumbre Expandida</b>			$U_{f_i''}(k=2) = 2,0 \mu\text{m}$	

En la Máquina 2, además de todo lo anterior, se ha añadido un nuevo parámetro ( $Aa''$ ) asociado a las tolerancias de montaje y que tiene que ver con la verificación del juego entre los dientes (apartado 5.4.1). En su caso, se han seguido las mismas pautas anteriores utilizando los coeficientes de sensibilidad siguientes:  $c_{dc} = 0,013$ ,  $c_a = 0,067$  y  $c_b = 0,074$ , según los valores obtenidos en el apartado 5.5.1. Por su parte, los intervalos de error debidos al montaje del sinfín y de la corona han sido de  $2,1 \mu\text{m}$  y  $3,0 \mu\text{m}$  respectivamente según los datos del apartado 5.4.4. Además, experimentalmente se comprobó que existe una variación de  $2,4 \mu\text{m}$  de dicho parámetro por cada  $10 \text{ N}$  de fuerza en el sistema elástico, considerado como error aceptable en la regulación manual ( $E_{fin} = \pm 5 \text{ N}$ ). De esta manera, la estimación de la incertidumbre expandida de  $Aa''$  se recoge en la Tabla 6.23. La incertidumbre de  $Aa''$  es inferior, casi la mitad, a la de  $F_i''$ . El montaje de la corona tiene mucho menor impacto, pero en cambio, en líneas generales es más sensible a fuentes de error que afectan a la variación de la altura y del ángulo entre ejes.

Tabla 6.23 Incertidumbre expandida de  $Aa''$  en M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,13	9191455	0,36
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	1,85	$\infty$	66,17
$u_{sin}$	Montaje sínfín patrón	0,53	$\infty$	5,35
$u_{cor}$	Montaje corona	0,75	$\infty$	10,91
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	0,63	$\infty$	7,92
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos flancos	0,69	$\infty$	9,29
$u_c^2(Aa'') = \sum u_i^2(Aa'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 5,16 \mu\text{m}^2$				
Incertidumbre Típica Combinada			$u_c(Aa'') = 2,3 \mu\text{m}$	
			$v_{eff}(Aa'') = 7 \times 10^{11}$	
Incertidumbre Expandida			$U_{Aa''}(k=2) = 4,5 \mu\text{m}$	

## 6.5 Estimación de incertidumbre en ensayos de rodadura a un flanco

El parámetro principal medido en el ensayo a un flanco es el error compuesto tangencial,  $Fi'$ . Este valor proviene de la diferencia entre la máxima y la mínima desviación angular entre sínfín y corona cuando se hacen rodar los engranajes a su distancia nominal entre centros, durante una vuelta completa (ecuaciones (6.60) y (6.61)).

$$\begin{aligned} Fi' &= \text{Max}(\varphi_{medición} - \varphi_{teórico}) - \text{Min}(\varphi_{medición} - \varphi_{teórico}) \\ &= \text{Max}(\varphi_{medición}) - \text{Min}(\varphi_{medición}) \end{aligned} \quad (6.60)$$

Donde:

$Fi'$  es el error compuesto tangencial, resultado de la medición;

$\varphi_{medición}$  es la variación medida entre el ángulo girado por el sínfín y el girado por la corona (error angular);

$\varphi_{teórico}$  es la variación teórica entre el ángulo girado por el sínfín y el girado por la corona, igual a cero;

Siendo:

$$\varphi_{medición} = \varphi_{real} + Error \quad (6.61)$$

Donde:

$\varphi_{real}$  es variación real entre el ángulo girado por el sinfín y el girado por la corona;

Error posibles variaciones no reflejadas en las lecturas de los instrumentos de medición.

Al igual que en el ensayo a dos flancos, el error asociado a la medición del parámetro  $F_i'$  se puede desglosar en las diferentes acciones que implican la preparación y ejecución del ensayo. De esta forma, se incluye en el balance de incertidumbre las influencias de la calibración inicial, el desplazamiento hasta la distancia nominal entre centros, el montaje del sinfín patrón entre puntos, el montaje de la corona sobre el eje, el movimiento de la posición en altura y finalmente la propia ejecución del ensayo a un flanco. Cada una de ellas se presenta como fuente de error sobre las lecturas de los encoders angulares, influyendo directa o indirectamente sobre el resultado de la medición.

Si bien no hay normativa que formule la incertidumbre de los equipos de rodadura a un flanco, en este trabajo se propone un balance de incertidumbre de medida asociada a los engranajes sinfín-corona. La expresión planteada (6.62) sigue exactamente la misma estructura que la ecuación (6.6) y permite hacer una estimación de la incertidumbre de la Máquina 2 a partir de sus datos experimentales tanto de calibración como de la caracterización de parámetros individuales.

$$U_{95} = k \left[ (u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{esf}^2)^{0.5} \right] \quad (6.62)$$

Donde:

$U_{95}$  es la incertidumbre expandida e indica que hay un 95% de probabilidad de que el valor verdadero se encuentre dentro del rango definido;

$k$  es el factor de cobertura, siendo habitualmente empleado el valor  $k=2$  para un intervalo de confianza del 95%;

$u_0$  es la incertidumbre estándar debida a la calibración inicial donde se incluye el error de los patrones y el de los instrumentos de medición en el punto de calibración;

$u_{dnc}$  es la incertidumbre estándar debida al desplazamiento desde el punto de calibración inicial al punto de ejecución del ensayo a la distancia nominal entre centros;

- $u_{sin}$  es la incertidumbre estándar asociada al montaje y arrastre del sínfín patrón;
- $u_{cor}$  es la incertidumbre estándar asociada al montaje y colocación de la corona a verificar;
- $u_{alt}$  es la incertidumbre estándar debida al ajuste en altura de los tallados de las ruedas en la dirección del eje de la corona;
- $u_{esf}$  es la incertidumbre generada por las influencias de la ejecución del propio ensayo a un flanco tanto por la precisión de los encoders angulares como por los efectos dinámicos.

Igualmente, calibración y caracterización se han realizado dentro del mismo laboratorio metrológico, manteniendo las condiciones ambientales, minimizando de esta manera efectos importantes sobre la incertidumbre de medida. Por otro lado, las series de repetibilidad se han desarrollado a lo largo de varias semanas para que estén incluidas influencias propias del paso del tiempo como la estabilidad de algunas partes de la máquina, la recalibración de los instrumentos de medida e incluso las influencias de los operadores. Así mismo, los grados efectivos de libertad [135] se han calculado mediante la fórmula de Welch-Satterthwaite (ecuación 6.7), aun cuando se intuía un factor de cobertura  $k=2$ .

A pesar de la similitud del planteamiento del balance de incertidumbre entre los dos tipos de ensayos de rodadura, las diferencias más notables radican en los coeficientes de sensibilidad. Estos reflejan la contribución de cada fuente de error sobre los parámetros de rodadura a un flanco. Según el estudio experimental de apartado 5.5, por cada micrómetro de variación de la distancia entre centros suponen  $0,063 \mu\text{m}$  sobre el error radial total de rodadura  $F_i'$  ( $c_{dc}$ ). De igual manera, cada micrómetro de desviación en altura afecta en  $0,096 \mu\text{m}$  sobre dicho parámetro ( $c_a$ ), y  $0,046 \mu\text{m}$  por cada arcosegundo de variación en la perpendicularidad entre los ejes ( $c_b$ ).

A su vez, aunque el resto de parámetros de rodadura se obtienen por descomposición mediante la Transformada de Fourier ( $F_p'$  y  $f_i'$ ), y por lo tanto están sujetos a las mismas influencias que  $F_i'$ , se puede establecer su incertidumbre de medida de acuerdo a la misma expresión.

#### 6.5.1 Estimación de incertidumbre Máquina 2

En este apartado, se muestra el desglose de las diferentes componentes de error en términos elementales para estimar la incertidumbre de medición de rodadura a un flanco de la Máquina 2. Las ecuaciones empleadas son idénticas que en la evaluación

de los ensayos a dos flancos salvo en el último de los términos que es exclusivo del desarrollo de cada tipo de ensayo. Aun así, los resultados serán diferentes porque el principio de medición es completamente distinto, y por lo tanto para el cálculo se utilizan otros coeficientes de sensibilidad así como otros valores de repetibilidad.

#### 6.5.1.1 Incertidumbre debida a la calibración inicial ( $u_0$ )

Como en la ecuación a dos flancos (6.37), el término de incertidumbre de calibración inicial ( $u_0$ ) está compuesto por el error de las lecturas entre el encoder y el palpador lineal cuando se encuentran en el punto de calibración; el error debido a la calibración en altura; y el error en la calibración del ángulo entre ejes. De esta manera, el cálculo se realiza de acuerdo a suma de los cuadrados de los diferentes términos individuales citados anteriormente. Aunque de nuevo se puede considerar como despreciable, se incluye en este trabajo el desarrollo completo.

El primero de los términos ( $u_{0ps}$ ) se obtiene como suma de las incertidumbres de las mediciones de los cilindros patrón empleados, en este caso un cilindro patrón y el eje porta-coronas. De esta manera, es válido aplicar las ecuaciones (6.10) a (6.13) con los valores correspondientes a los diámetros y sus desviaciones en la medición (ver apartado 4.5). Sustituyendo los nuevos coeficientes de sensibilidad relativos al parámetro  $F_i'$ , sobre las expresiones (6.38) y (6.39), se obtienen las incertidumbres de los cilindros patrón utilizados en la calibración de la máquina (6.63) y (6.64).

$$\begin{aligned} u_{0ps}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 + c_{dc}^2 \frac{s_{ps}^2}{n} + c_{dc}^2 \frac{(d_{ps} \propto_{max} \Delta t_{max})^2}{3} = \\ &= 0,063^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 + 0,063^2 \left( \frac{0,2}{\sqrt{10}} \right)^2 + 0,063^2 \left( \frac{54796 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,063^2 \cdot 0,333^2 + 0,063^2 \cdot 0,063^2 + 0,063^2 \cdot 0,198^2 = 0,025^2 \end{aligned} \quad (6.63)$$

$$\begin{aligned} u_{0pc}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 + c_{dc}^2 \frac{s_{pc}^2}{n} + c_{dc}^2 \frac{(d_{pc} \propto_{max} \Delta t_{max})^2}{3} = \\ &= 0,063^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 + 0,063^2 \left( \frac{0,3}{\sqrt{10}} \right)^2 + 0,063^2 \left( \frac{34995 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,063^2 \cdot 0,333^2 + 0,063^2 \cdot 0,095^2 + 0,063^2 \cdot 0,126^2 = 0,023^2 \end{aligned} \quad (6.64)$$

El cálculo del segundo de los términos se realiza según la ecuación (6.65), idéntica a la (6.40), aplicando el coeficiente de sensibilidad correspondiente. El error del instrumento  $E_{enc}$  sigue siendo de  $\pm 3 \mu\text{m}$  (ver subapartado 3.3.2.3).

$$u_{0enc}^2 = c_{dc}^2 \left( \frac{E_{enc}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,063^2 \left( \frac{3}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,063^2 \cdot 1,732^2 = 0,109^2 \quad (6.65)$$

A su vez, el tercer término ( $u_{0pal}$ ) contiene la incertidumbre debida a la precisión del palpador lineal ( $u_{pal}$ ) y la de la repetibilidad en la posición de bloqueo del carro secundario ( $u_{rcs}$ ) necesaria para conocer la distancia entre centros. La primera se ha

calculado según una distribución rectangular a partir del error del instrumento de medida ( $E_{pal} = \pm 1 \mu\text{m}$ ) (ver apartado 3.3.2.2), mientras que la segunda se ha evaluado mediante la desviación típica de la repetición en la posición de bloqueo ( $s_{rb} = \pm 0,4 \mu\text{m}$ ) tras realizar 10 mediciones ( $n$ ). La ecuación (6.66) utilizada en el cálculo es idéntica a la (6.41), salvo por el valor de los coeficientes de sensibilidad empleados.

$$\begin{aligned} u_{0pal}^2 &= u_{pal}^2 + u_{rcc}^2 = c_{dc}^2 \left( \frac{E_{pal}}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_{dc}^2 \frac{s_{rcc}^2}{n} \\ &= 0,063^2 \left( \frac{1}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,063^2 \left( \frac{0,4}{\sqrt{10}} \right)^2 \\ &= 0,063^2 \cdot 0,577^2 + 0,063^2 \cdot 0,127^2 = 0,037^2 \end{aligned} \quad (6.66)$$

Como la calibración en altura se realiza por contacto entre el cilindro patrón y la superficie de referencia, para calcular el cuarto término ( $u_{0pz}$ ) basta con volver a aplicar la ecuación (6.63), utilizando el coeficiente de sensibilidad en altura ( $c_a$ ) en vez del de la distancia entre centros ( $c_{dc}$ ). Así tenemos (6.67):

$$\begin{aligned} u_{0pz}^2 &= c_a^2 \left( \frac{U_{99(MMC)}}{k_{MMC}} \right)^2 + c_a^2 \frac{s_{ps}^2}{n} + c_a^2 \frac{(d_{ps} \propto_{max} \Delta t_{max})^2}{3} = \\ &= 0,096^2 \left( \frac{1}{3} \right)^2 + 0,096^2 \left( \frac{0,2}{\sqrt{10}} \right)^2 + 0,096^2 \left( \frac{54796 \cdot 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 0,5}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\ &= 0,096^2 \cdot 0,333^2 + 0,096^2 \cdot 0,063^2 + 0,096^2 \cdot 0,198^2 = 0,037^2 \end{aligned} \quad (6.67)$$

A su vez, el quinto término ( $u_{encz}$ ) incluye la incertidumbre de la precisión del encoder lineal vertical que posiciona el carro porta-sínfín. Como en el resto los instrumentos de medición, se calcula de acuerdo a una distribución rectangular a partir su error ( $E_{encz}$ ), cuyo valor es de  $\pm 3 \mu\text{m}$  (subapartado 3.3.2.4). Al ser un error que se produce en dirección  $Z$ , el coeficiente de sensibilidad a aplicar es  $c_a$  (6.68). Esta sustituye a la (6.43) del ensayo a dos flancos.

$$u_{0encz}^2 = c_a^2 \left( \frac{E_{encz}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,096^2 \left( \frac{3}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,096^2 \cdot 1,732^2 = 0,166^2 \quad (6.68)$$

Por su parte, el último de los términos ( $u_{ob}$ ) contiene las incertidumbres del error de la propia regulación del ángulo entre los ejes ( $u_{rb}$ ) más la del reloj comparador milesimal empleado ( $u_{relb}$ ). Se ha establecido una histéresis del sistema de  $4 \mu\text{m}$  mediante la lectura del reloj, lo que implica 2,95 arcosegundos de error en el ángulo entre los ejes ( $H_{rb}$ ). A su vez, la resolución del reloj comparador ( $R_{relb}$ ) de  $1 \mu\text{m}$  supone un error de 0,7 arcosegundos sobre dicho ángulo. Aplicando estos valores sobre la expresión (6.44), con el nuevo coeficiente de sensibilidad referente a la influencia del ángulo sobre  $F_i'$  ( $c_b$ ), se obtiene los resultados de la (6.69).

$$\begin{aligned}
 u_{0b}^2 &= u_{rb}^2 + u_{relb}^2 = c_b^2 \left( \frac{H_{rb}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_b^2 \left( \frac{E_{relb}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 \\
 &= 0,046^2 \left( \frac{2,95/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,046^2 \left( \frac{0,7/2}{\sqrt{3}} \right)^2 \\
 &= 0,046^2 \cdot 0,213^2 + 0,046^2 \cdot 0,850^2 = 0,040^2
 \end{aligned} \tag{6.69}$$

Tabla 6.24 Resumen de la incertidumbre típica de la calibración inicial M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i) \equiv  c_i u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
<b><math>u_{0p}</math></b>	Calibración cilindros patrón	<b>0,017</b>	<b>1</b>	<b>0,017</b>	<b>488</b>
$u_{0ps}$	Cilindro patrón sinfín	0,025	0,5	0,012	836
$u_{MMC}$	Error MMC	0,333	0,063	0,021	$\infty$
$u_{ps}$	Medición cilindro patrón sinfín	0,063	0,063	0,006	9
$u_{tps}$	Temperatura medición cilindro patrón sinfín	0,198	0,063	0,008	$\infty$
$u_{0pc}$	Eje corona	0,023	0,5	0,012	128
$u_{MMC}$	Error MMC	0,333	0,063	0,021	$\infty$
$u_{pc}$	Medición eje corona	0,095	0,063	0,006	9
$u_{tpc}$	Temperatura medición eje corona	0,126	0,063	0,008	$\infty$
<b><math>u_{0enc}</math></b>	Precisión encoder horizontal	<b>1,732</b>	<b>0,063</b>	<b>0,109</b>	$\infty$
<b><math>u_{0pal}</math></b>	Lectura inicial palpador	<b>0,037</b>	<b>1</b>	<b>0,037</b>	<b>4290</b>
$u_{pal}$	Precisión palpador	0,577	0,063	0,036	$\infty$
$u_{rcc}$	Repetibilidad bloqueo carro corona	0,127	0,063	0,008	9
<b><math>u_{0pz}</math></b>	Calibración cilindro patrón	<b>0,037</b>	<b>0,5</b>	<b>0,020</b>	<b>836</b>
$u_{MMC}$	Error MMC	0,333	0,096	0,032	$\infty$
$u_{ps}$	Medición cilindro patrón sinfín	0,063	0,096	0,006	9
$u_{tps}$	Temperatura medición cilindro patrón sinfín	0,198	0,096	0,019	$\infty$
<b><math>u_{0encz}</math></b>	Precisión encoder vertical	<b>1,732</b>	<b>0,096</b>	<b>0,166</b>	$\infty$
<b><math>u_{0b}</math></b>	Calibración inicial ángulo entre ejes	<b>0,040</b>	<b>1</b>	<b>0,040</b>	$\infty$
$u_{rb}$	Histéresis regulación ángulo	0,850	0,046	0,039	$\infty$
$u_{relb}$	Resolución reloj comparador	0,213	0,046	0,010	$\infty$

$$u_0^2(F_i') = \sum u_i^2(F_i') = u_{0p}^2 + u_{0enc}^2 + u_{0pal}^2 + u_{0pz}^2 + u_{0encz}^2 + u_{0b}^2 = 0,043 \mu\text{m}^2$$

$$u_0(F_i') = 0,21 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i') = 2428546$$

La Tabla 6.24 muestra el resumen del término de incertidumbre debido a la calibración inicial del parámetro  $F_i'$  en la Máquina 2 que sigue siendo despreciable con respecto al resto de fuentes de error.

#### 6.5.1.2 Incertidumbre debida al desplazamiento hasta la distancia nominal entre centros ( $u_{dnc}$ )

La incertidumbre debida al desplazamiento del carro principal, desde el punto de calibración hasta la distancia nominal entre centros, viene dada por la ecuación (6.45) donde  $u_{il}$  es la incertidumbre de medición del interferómetro láser utilizado en la calibración;  $u_{enc}$  la asociada a la precisión del encoder lineal horizontal; y  $u_{dncj}$  la que incluye los errores debidos al juego entre guías y carro.

El primero de los valores,  $u_{il}$ , se calcula a partir del error proporcionado por el fabricante del interferómetro láser ( $\pm 0,5$  ppm). El desplazamiento máximo evaluado ha sido de 400 mm, lo que supone  $\pm 0,2$   $\mu\text{m}$ . Además, a la (6.46) se aplica el nuevo coeficiente de sensibilidad ( $c_{dc}$ ) que afecta a la distancia entre centros (6.70).

$$u_{il}^2 = c_{dc}^2 \left( \frac{E_{il}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,063^2 \left( \frac{0,2}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,063^2 \cdot 0,116^2 = 0,007^2 \quad (6.70)$$

El segundo término,  $u_{enc}$  (6.71), es idéntico a  $u_{0enc}$  (6.65), la incertidumbre debida a la precisión del encoder lineal en la calibración inicial. Igual que en cálculos anteriores, aunque parezca que se están duplicando términos, en realidad son diferentes, ya que hay errores de lectura del encoder en su posición inicial, pero también en su posición final.

$$u_{enc}^2 = u_{0enc}^2 = 0,063^2 \cdot 1,732^2 = 0,109^2 \quad (6.71)$$

A su vez, el tercer y último de los términos,  $u_{dncj}$ , se puede descomponer en la incertidumbre de los errores residuales de la calibración, más la de aquellos errores que, sin modificar la distancia entre centros, contribuyen sobre la variación del parámetro  $F_i'$ . El análisis para los ensayos a un flanco, sigue la ecuación (6.48) que comprende la incertidumbre de la compensación numérica realizada ( $u_{dncc}$ ); la incertidumbre debida a la variación en altura, por efecto de la rectitud  $E_{ZX}$  ( $u_{dncZX}$ ) y del cabeceo  $E_{BX}$  ( $u_{dncBX}$ ); y la incertidumbre generada por el balanceo  $E_{AX}$  ( $u_{dncAX}$ ) al variar el ángulo entre ejes durante el desplazamiento.

La calibración mediante un interferómetro láser ha permitido establecer que el error de la compensación del encoder lineal ( $E_{dncc}$ ) es de 3,2  $\mu\text{m}$  (ver apartado 4.5.1), en el que están incluidas las incertidumbres del error de posición, de cabeceo y de guiñada que se producen en la dirección del movimiento, eje X. Por otro lado, se observan variaciones en dirección Z de hasta 56  $\mu\text{m}$  y 76  $\mu\text{m}$ , por efecto de la rectitud

$E_{ZX}$  y del cabeceo  $E_{BX}$  respectivamente. Además, el error de balanceo  $E_{AX}$  muestra diferencias del ángulo entre los ejes de 13 arcosegundos a lo largo de todo el recorrido del carro principal (ver apartado 4.5.5). Cada uno de estos errores implican contribuciones distintas sobre  $F_i'$ , por lo que hay que aplicar el correspondiente coeficiente de sensibilidad en cada caso. Como en la ecuación (6.49), todos los errores se han evaluado de acuerdo a una distribución de probabilidad rectangular, cuya semiamplitud es conocida e igual a la mitad del error calculado. De nuevo, se opta por la opción más conservadora al no tener la certeza de cuáles son los valores más probables dentro del rango de error. En la ecuación (6.72) se muestra el cálculo correspondiente.

$$\begin{aligned}
 u_{dncj}^2 &= c_{dc}^2 \left( \frac{E_{dncc}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_a^2 \left( \frac{E_{dncZX}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_a^2 \left( \frac{E_{dncBX}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 \\
 &\quad + c_b^2 \left( \frac{E_{dncAX}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,063^2 \left( \frac{3,2/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,096 \left( \frac{56/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,096^2 \left( \frac{76/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,046^2 \left( \frac{13}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,063^2 \cdot 0,9^2 + 0,096^2 \cdot 16,2^2 + 0,096^2 \cdot 21,9^2 + 0,046^2 \cdot 3,8^2 = 2,62^2
 \end{aligned} \tag{6.72}$$

Tabla 6.25 Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro porta-

sinfín M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i') \equiv  c_i  u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
$u_{il}$	Error interferómetro	0,116	0,063	0,007	$\infty$
$u_{enc}$	Precisión encoder	1,732	0,063	0,109	$\infty$
$u_{dncj}$	Juego desplazamiento carro principal	2,623	1	2,623	$\infty$
$u_{dncc}$	Compensación numérica encoder	0,9	0,063	0,06	$\infty$
$u_{dncZX}$	Rectitud ZX	16,2	0,096	1,55	$\infty$
$u_{dncBX}$	Componente Z del cabeceo BX	21,9	0,096	2,11	$\infty$
$u_{dncAX}$	Balanceo AX	3,8	0,046	0,17	$\infty$

$$u_{dnc}^2(F_i') = \sum u_i^2(F_i') = u_{il}^2 + u_{enc}^2 + u_{dncj}^2 = 6,89 \mu\text{m}^2$$

$$u_{dnc}(F_i') = 2,62 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i') = \infty$$

La Tabla 6.25 resume las fuentes de error implicadas en la incertidumbre de medición debida al desplazamiento del carro principal porta-coronas desde el punto de calibración inicial hasta cualquier posición de trabajo. Se puede apreciar que las fuentes de error más influyentes son las que modifican la altura, rectitud ZX y la

componente vertical del cabeceo  $BX$ , a pesar de que el desplazamiento se realiza en dirección horizontal.

#### 6.5.1.3 Incertidumbre debida al montaje de las ruedas ( $u_{sin}$ ) y ( $u_{cor}$ )

Experimentalmente se ha comprobado la repetibilidad en el montaje de las ruedas, tanto del sínfín patrón como de la corona a verificar. El procedimiento consiste en realizar varias mediciones seguidas, manteniendo las condiciones de operación, desmontando en cada ensayo el engranaje en cuestión y volviendo a montar de manera aleatoria. Los resultados reflejan fuentes de error como las holguras de montaje, el arrastre y la desalineación de los ejes fruto de la manipulación y fijación durante la preparación de los ensayos.

El cálculo de incertidumbre del montaje del sínfín ( $u_{sin}$ ) y de la corona ( $u_{cor}$ ) se realiza fijando como valor límite, de una distribución de probabilidad gaussiana simétrica, la mitad de las variaciones observadas. En el caso del sínfín, la variación máxima ( $E_{sin}$ ) es de  $11,5 \mu\text{m}$  mientras que en la corona ( $E_{cor}$ ) es de  $21,9 \mu\text{m}$  (ver apartado 5.4.4). Además, el coeficiente de sensibilidad es igual a la unidad porque los resultados de los ensayos de repetibilidad están directamente en función del propio parámetro  $F_i'$ . De esta manera, las incertidumbres asociadas se pueden obtener de acuerdo a las ecuaciones (6.73) y (6.74), equivalentes a (6.50) y (6.51).

$$u_{sin}^2 = \left( \frac{E_{sin}/2}{2} \right)^2 = \left( \frac{11,5/2}{2} \right)^2 = 2,88^2 \quad (6.73)$$

$$u_{cor}^2 = \left( \frac{E_{cor}/2}{2} \right)^2 = \left( \frac{21,9/2}{2} \right)^2 = 5,48^2 \quad (6.74)$$

*Tabla 6.26 Resumen de la incertidumbre típica del montaje de las ruedas M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv l_{ci} u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
<b><math>u_{sin}</math></b>	Montaje sínfín patrón	<b>2,88</b>	<b>1</b>	<b>2,88</b>	<b><math>\infty</math></b>

$$u_{sin}^2(F_i') = 8,266 \mu\text{m}^2$$

$$u_{sin}(F_i') = 2,88 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i') = \infty$$

<b><math>u_{cor}</math></b>	Montaje corona	<b>5,48</b>	<b>1</b>	<b>5,48</b>	<b><math>\infty</math></b>
-----------------------------	----------------	-------------	----------	-------------	----------------------------

$$u_{sin}^2(F_i') = 29,98 \mu\text{m}^2$$

$$u_{sin}(F_i') = 5,48 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i') = \infty$$

La Tabla 6.26 recoge el resumen de la incertidumbre generada por el montaje y fijación de los engranajes utilizados en los ensayos. Los resultados obtenidos muestran que, la colocación de la corona vuelve también se presenta como una de las mayores contribuciones del equipo en este tipo de ensayos.

#### 6.5.1.4 Incertidumbre debida al desplazamiento hasta la altura nominal ( $u_{alt}$ )

La evaluación de la incertidumbre del desplazamiento del carro porta-sinfín desde el punto de calibración en altura hasta su posición nominal de trabajo, se realiza de acuerdo a las ecuaciones (6.52) a (6.56) del ensayo a dos flancos. Sus términos incluyen:  $u_{ila}$  que es la incertidumbre del interferómetro láser en un desplazamiento vertical;  $u_{encz}$  la asociada a la precisión del encoder lineal vertical; y  $u_{altj}$  la que incluye los errores debidos al juego entre guías y carro. Como en el resto del apartado, la estimación se realiza de acuerdo a los coeficientes de sensibilidad fijados para los parámetros de rodadura a un flanco.

El primero de los valores,  $u_{il}$ , se calcula de acuerdo a (6.75) e introduce el error del interferómetro láser ( $E_{ila}$ ) que, para un desplazamiento máximo evaluado de 150 mm, supone  $\pm 0,075 \mu\text{m}$ .

$$u_{ila}^2 = c_a^2 \left( \frac{E_{ila}}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,096^2 \left( \frac{0,075}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,096^2 \cdot 0,043^2 \\ = 0,042^2 \quad (6.75)$$

El segundo término,  $u_{encz}$  (ecuación 6.76), aporta la incertidumbre debida a la precisión del encoder lineal vertical en la calibración inicial.

$$u_{encz}^2 = u_{0encz}^2 = 0,096^2 \cdot 1,732^2 = 0,166^2 \quad (6.76)$$

A su vez, el tercer y último de los términos,  $u_{altj}$ , se puede descomponer en la incertidumbre de los errores residuales de la calibración, más el resto de errores que contribuyen a la oscilación de  $F_i'$ , durante el movimiento en el eje Z. La expresión (6.55) está compuesta a su vez por la incertidumbre de la compensación numérica realizada ( $u_{altc}$ ); la incertidumbre debida al error extra de cabeceo  $E_{BZ}$  ( $u_{altBZ}$ ) por la situación de la óptica en la corrección; la incertidumbre generada por la guiñada  $E_{AZ}$  ( $u_{altAZ}$ ) al variar el ángulo entre ejes durante el desplazamiento; y la incertidumbre asociada al error de rectitud  $E_{XZ}$  ( $u_{altXZ}$ ).

Al igual que en la estimación de incertidumbre para el ensayo a dos flancos, el error de la compensación del encoder lineal ( $E_{altc}$ ) es de  $4,3 \mu\text{m}$  (ver apartado 4.5.3), englobando el error de posición y, sólo parcialmente, el de cabeceo y el de guiñada (ver apartado 4.5.5). La otra parte de estos dos últimos se añaden como términos extras de incertidumbre. El cabeceo deja de detectar  $9 \mu\text{m}$  en altura por la situación de la óptica

en el cabeceo. Por su parte, la guiñada produce una variación de 28 arcosegundos del ángulo entre ejes que modifica  $F_i'$ . Asimismo, no ha se ha podido comprobar la rectitud  $Exz$  por la imposibilidad de situar y fijar adecuadamente las ópticas de interferometría. A su vez, cada uno de estos errores implican contribuciones distintas sobre  $F_i'$ , por lo que se aplica el coeficiente de sensibilidad oportuno. Por otro lado, todos estos errores se han evaluado de acuerdo a una distribución de probabilidad rectangular, de semiamplitud conocida e igual a la mitad del error calculado. Sobre la expresión (6.77) se pueden ver los cálculos realizados.

$$\begin{aligned}
 u_{altj}^2 &= c_a^2 \left( \frac{E_{altc}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_a^2 \left( \frac{E_{altBZ}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + c_b^2 \left( \frac{E_{altAZ}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 \\
 &\quad + c_{dc}^2 \left( \frac{E_{altXZ}/2}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,096^2 \left( \frac{2,15/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,096^2 \left( \frac{4,5/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,046^2 \left( \frac{14/2}{\sqrt{3}} \right)^2 + 0,063^2 \left( \frac{0}{\sqrt{3}} \right)^2 = \\
 &= 0,096^2 \cdot 1,2^2 + 0,096^2 \cdot 2,6^2 + 0,046^2 \cdot 8,1^2 + 0,063^2 \cdot 0^2 = 0,46^2
 \end{aligned} \tag{6.77}$$

La Tabla 6.27 resume las fuentes de error implicadas en la incertidumbre de medición debida al desplazamiento del carro porta-sínfín, desde el punto de calibración hasta la altura nominal de trabajo. La variación del ángulo entre los ejes, fruto del error de guiñada, sigue siendo la fuente de error principal, aunque han aumentado las fuentes de error que implican variaciones en altura.

*Tabla 6.27 Resumen de la incertidumbre típica del desplazamiento del carro porta-sínfín M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv l_{ci}u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
$u_{ila}$	Error interferómetro	0,043	0,096	0,004	$\infty$
$u_{encz}$	Precisión encoder vertical	1,732	0,096	0,166	$\infty$
$u_{altj}$	Juego desplazamiento carro porta-sínfín	0,463	1	0,463	$\infty$
$u_{altc}$	Compensación numérica encoder	1,2	0,096	0,119	$\infty$
$u_{altBZ}$	Cabeceo BZ	2,6	0,096	0,249	$\infty$
$u_{altAZ}$	Guiñada AZ	8,1	0,046	0,372	$\infty$
$u_{altXZ}$	Rectitud XZ	0	0,063	0	$\infty$

$$u_{alt}^2(F_i') = \sum u_i^2(F_i') = u_{ila}^2 + u_{encz}^2 + u_{altj}^2 = 0,242 \mu\text{m}^2$$

$$u_{alt}(F_i') = 0,49 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i') = \infty$$

### 6.5.1.5 Incertidumbre debida a la ejecución del ensayo a un flanco ( $u_{esf}$ )

El último de los términos de la ecuación general de estimación de la incertidumbre de los equipos de ensayos de rodadura a un flanco es el único que es diferente al resto de los de a dos flancos ya que en él se incluyen las fuentes de error debidas a la ejecución del propio ensayo. La incertidumbre ( $u_{esf}$ ) se divide en la incertidumbre del encoder angular del arrastre del sínfin ( $u_{angsin}$ ); la incertidumbre del encoder angular del eje porta-coronas ( $u_{angcor}$ ); y por último la incertidumbre del resto de parámetros de ensayo que pudieran afectar sobre el resultado de la medición ( $u_{sfp}$ ) (ver ecuación (6.78)).

$$u_{esf}^2 = u_{angsin}^2 + u_{angcor}^2 + u_{sfp}^2 \quad (6.78)$$

Los dos encoders angulares empleados son iguales y tienen un error de posición ( $E_{ang}$ ) de  $\pm 2,5$  arcosegundos a lo largo de una vuelta completa. Como el resto de instrumentos de medida, la incertidumbre se calcula a partir de la desviación típica de una distribución rectangular cuyos límites dependen del error anterior. A pesar de esto, las incertidumbres no coinciden puesto que el error  $F_i'$  viene dado en micrómetros sobre el círculo primitivo y no en ángulo. Si los diámetros máximos para la Máquina 2 son de 150 mm para el sínfin y de 600 mm para la corona, los intervalos válidos para la estimación de la incertidumbre serán de  $\pm 0,9 \text{ } \mu\text{m}$  y  $\pm 3,6 \text{ } \mu\text{m}$ , respectivamente. No se aplica ningún coeficiente de sensibilidad ya que, en este caso, el error es directo sobre  $F_i'$ . En las expresiones (6.79) y (6.80) se muestra el cálculo realizado.

$$u_{angsin}^2 = \left( \frac{E_{ila}}{\sqrt{3}} \right)^2 = \left( \frac{0,9}{\sqrt{3}} \right)^2 = 0,52^2 \quad (6.79)$$

$$u_{angcor}^2 = \left( \frac{E_{ila}}{\sqrt{3}} \right)^2 = \left( \frac{3,6}{\sqrt{3}} \right)^2 = 2,10^2 \quad (6.80)$$

Por otro lado, en la incertidumbre  $u_{sfp}$  de la ecuación (6.81) se puede incorporar cualquier influencia que pueda estar relacionada directamente con la ejecución de los ensayos de rodadura a un flanco y que previamente no hayan sido contemplados. Se proponen como posibles fuentes de error la velocidad de giro de los engranajes ( $u_{vel}$ ) y la fuerza ejercida por el freno ( $u_{ff}$ ). Además, se podría incluir un último término que recoja cualquier otro efecto no considerado previamente ( $u_{otros}$ ), y que sin embargo se haya podido detectar.

$$u_{sfp}^2 = u_{vel}^2 + u_{ff}^2 + u_{otros}^2 = 0 \quad (6.81)$$

También en este tipo de ensayos, se ha comprobado experimentalmente que, si se respetan los valores recomendados por la VDI/VDE 2608 [30] en la ejecución de

ensayos en cuanto a velocidad y fuerza de freno del eje porta-coronas, no se producen variaciones apreciables sobre los parámetros de rodadura a un flanco.

La Tabla 6.28 contiene el resumen de la contribución de la ejecución del propio ensayo de rodadura a un flanco. El hecho de que a los errores de lectura de los encoders angulares no se les aplique ningún coeficiente de sensibilidad, por ser una medición directa de  $F_i'$ , implica una gran contribución comparada con el resto de fuentes de error. No obstante, hay que tener en cuenta que la incertidumbre de este error puede ser variable ya que es directamente proporcional al tamaño de la rueda y en este caso se ha considerado la opción más desfavorable.

*Tabla 6.28 Resumen de la incertidumbre típica debida a la ejecución del ensayo de rodadura a un flanco M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv  c_i u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$
<b>Uangsin</b>	Precisión encoder angular sínfin	<b>0,53</b>	<b>1</b>	<b>0,53</b>	$\infty$
<b>Uangcor</b>	Precisión encoder angular corona	<b>2,1</b>	<b>1</b>	<b>2,1</b>	$\infty$
<b>Usfp</b>	Resto parámetros ejecución ensayos	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>0</b>	-
Uvel	Velocidad de ensayo	0	1	0	-
Uff	Fuerza freno	0	1	0	-
Uotros	Otras posibles causas	0	1	0	-

$$u_{esf}^2(F_i') = \sum u_i^2(F_i') = u_{angsin}^2 + u_{angcor}^2 + u_{sfp}^2 = 4,68 \mu\text{m}^2$$

$$u_{edf}(F_i') = 2,2 \mu\text{m}$$

$$v_{eff}(F_i') = \infty$$

#### 6.5.1.6 Incertidumbre expandida de $F_i'$ de la Máquina 2

La incertidumbre expandida del error compuesto tangencial ( $F_i'$ ) en la Máquina 2 se calcula sustituyendo los valores obtenidos en estos subapartados en la ecuación (6.62). Como ya se ha indicado anteriormente, ésta se interpreta como el intervalo más probable que podría atribuirse al mesurando. La incertidumbre típica combinada, calculada a partir de la ley de propagación de errores, se multiplica por un factor de cobertura  $k=2$  para un intervalo con un nivel de confianza del 95%.

Siguiendo la misma filosofía que en las estimaciones anteriores, la Tabla 6.29 recoge el resumen de los valores de los componentes de incertidumbre típica junto con los grados de libertad de cada una de ellas, para finalmente calcular tanto la incertidumbre típica combinada como la incertidumbre expandida del parámetro  $F_i'$ .

en la Máquina 2. También se incluye la contribución porcentual de cada componente sobre la incertidumbre total.

*Tabla 6.29 Incertidumbre expandida de  $F'_i$  en M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,21	2428546	0,09
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	2,62	$\infty$	13,75
$u_{sin}$	Montaje sinfín patrón	2,88	$\infty$	16,50
$u_{cor}$	Montaje corona	5,48	$\infty$	59,83
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	0,49	$\infty$	0,48
$u_{esf}$	Ejecución ensayo de rodadura a un flanco	2,16	$\infty$	9,35

$$u_c^2(F'_i) = \sum u_i^2(F'_i) = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{esf}^2 = 50,09 \mu\text{m}^2$$

<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>	$u_c(F'_i) = 7,08 \mu\text{m}$
	$v_{eff}(F'_i) = 3 \times 10^{12}$

---

<b>Incertidumbre Expandida</b>	$U_{F'_i}(k=2) = 14,2 \mu\text{m}$
--------------------------------	------------------------------------

A la vista de los resultados, la incertidumbre expandida es de  $\pm 14,2 \mu\text{m}$  y el montaje de la corona sigue siendo la mayor de las contribuciones. De nuevo, este rango de incertidumbre impide definir con seguridad el grado de calidad en el que se podrían encuadrar los resultados. Sin embargo, en este caso está más repartida ya que existe una aportación significativa por parte del desplazamiento del carro principal, del montaje del sinfín patrón y de la ejecución del ensayo, que se reparten casi el 40% de la incertidumbre. En ese valor se incluye el volumen completo de la máquina, al haberse empleado en el cálculo los máximos diámetros primitivos posibles.

Si se ajusta la incertidumbre a la zona de trabajo se obtiene una incertidumbre de acuerdo a la Tabla 6.30. En este caso, se considera un desplazamiento del carro porta-coronas entre las posiciones de 100 a 200 mm y de 30 a 50 mm en el carro porta-sinfín, empleando nuevos valores de acuerdo a la Tabla 4.2 del apartado 4.5.7. Además, los diámetros empleados para la estimación de incertidumbre de los encoders angulares se reducen hasta 100 mm para el sinfín y 400 mm para la corona.

Tabla 6.30 *Incertidumbre expandida de  $F_i'$  de la zona de trabajo en M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,21	2428546	0,10
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	1,29	$\infty$	3,97
$u_{sin}$	Montaje sínfín patrón	2,88	$\infty$	19,64
$u_{cor}$	Montaje corona	5,48	$\infty$	71,24
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	0,20	$\infty$	0,09
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a un flanco	1,44	$\infty$	4,95
$u_c^2(F'_i) = \sum u_i^2(F'_i) = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 42,08 \mu\text{m}^2$				
<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>			$u_c(F'_i) = 6,49 \mu\text{m}$	
			$v_{eff}(F'_i) = 2 \times 10^{12}$	
<b>Incertidumbre Expandida</b>		$U_{Fi'}(k=2) = 13,0 \mu\text{m}$		

La estimación de incertidumbre de la zona de trabajo ha disminuido un 8 % del total. No hay cambios sustanciales ya que la contribución del montaje de la corona no depende del volumen de medición. Las incertidumbres obtenidas en el parámetro  $F'_i$  tanto en la zona de trabajo como en el total de la máquina mantienen las conclusiones anteriores. La fuente de error principal está en la manipulación y montaje de la corona por lo que una mejora en la fijación de esta repercutiría de manera considerable en la disminución de la incertidumbre de medición.

#### 6.5.1.7 Incertidumbre del resto de parámetros de rodadura

Utilizando los coeficientes de sensibilidad apropiados así como sus correspondientes valores de repetibilidad en el montaje de las ruedas, es posible determinar la incertidumbre del resto de parámetros de rodadura a un flanco ( $F_p'$  y  $f_i'$ ). Esto es posible, a partir de la (6.62), porque dichos parámetros provienen de la descomposición mediante la Transformada de Fourier y por lo tanto están sujetos a las mismas fuentes de error. Conocer la incertidumbre de estas variables también es importante puesto que la calidad de rodadura se asigna en base a la peor de las obtenidas en cualquiera de ellas.

La Tabla 6.31 muestra el cálculo de incertidumbre de la componente de baja frecuencia ( $F_p'$ ) para todo el volumen completo de medición. Los coeficientes de sensibilidad empleados han sido:  $c_{dc} = 0,024$ ,  $c_a = 0,056$  y  $c_b = 0,036$ , según los valores obtenidos en el apartado 5.5.1. Por su parte, los intervalos de error debidos al montaje

del sínfín y de la corona han sido de  $8,5 \mu\text{m}$  y  $23,2 \mu\text{m}$  respectivamente según el apartado 5.4.4. Con estos datos, la incertidumbre expandida disminuye ligeramente como efecto de las pequeñas variaciones poco significativas en distintos términos. Las fuentes de error importantes como son montaje del sínfín, de la corona y la ejecución del ensayo permanecen similares.

*Tabla 6.31 Incertidumbre expandida de  $F_p'$  en M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,11	5120326	0,03
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	1,53	$\infty$	5,18
$u_{sin}$	Montaje sínfín patrón	2,13	$\infty$	9,96
$u_{cor}$	Montaje corona	5,80	$\infty$	74,23
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	0,35	$\infty$	0,26
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a un flanco	2,16	$\infty$	10,33
$u_c^2(F'_p) = \sum u_i^2(F'_p) = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{esf}^2 = 45,32 \mu\text{m}^2$				
<b>Incertidumbre Típica Combinada</b>			$u_c(F'_p) = 6,73 \mu\text{m}$	
			$v_{eff}(F'_p) = 6 \times 10^{13}$	
<b>Incertidumbre Expandida</b>			$U_{Fp'}(k=2) = 13,5 \mu\text{m}$	

Por su parte, la Tabla 6.32 muestra el cálculo de incertidumbre de la componente de alta frecuencia ( $f'_i$ ) para todo el volumen completo de medición. Los intervalos de error debidos al montaje del sínfín y de la corona han sido de  $2,6 \mu\text{m}$  y  $4,4 \mu\text{m}$  respectivamente según los datos del apartado 5.4.4. Estos valores son muy inferiores a los del resto de parámetros ya que, en principio, no están afectados por la excentricidad en el montaje. Como consecuencia, también se reducen considerablemente sus términos de incertidumbre. Además, los coeficientes de sensibilidad aplicados han sido:  $c_{dc} = 0,147$ ,  $c_a = 0,258$  y  $c_b = 0,097$ , según los valores obtenidos en el apartado 5.5.1. Estos coeficientes son muy elevados, comparados con el resto, lo que indica que los resultados de  $f'_i$  son especialmente sensibles a cualquier error de la distancia entre centros, altura entre engranajes y perpendicularidad entre los ejes. La estimación de la incertidumbre lo corrobora, sobretodo en el término de desplazamiento del carro principal que aumenta considerablemente como consecuencia tanto del error de rectitud como del error de cabeceo. De hecho, la incertidumbre total de este parámetro en la máquina es superior al resto cuando debería disminuir, al menos de manera proporcional al rango de medición requerido.

Tabla 6.32 Incertidumbre expandida de  $f_i'$  en M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	Grados de libertad $v_{eff}$	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,53	3067193	0,49
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	7,05	$\infty$	86,18
$u_{sin}$	Montaje sínfín patrón	0,65	$\infty$	0,73
$u_{cor}$	Montaje corona	1,10	$\infty$	2,10
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	1,17	$\infty$	2,37
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a un flanco	2,16	$\infty$	8,13

$u_c^2(f'_i) = \sum u_i^2(F'_i) = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{esf}^2 = 57,62 \mu\text{m}^2$

Incertidumbre Típica Combinada	$u_c(f'_i) = 7,6 \mu\text{m}$
	$v_{eff}(f'_i) = 1x10^{11}$

---

Incertidumbre Expandida	$U_{fi'}(k=2) = 15,2 \mu\text{m}$
-------------------------	-----------------------------------

## 6.6 Optimización del balance de incertidumbre M2

Ha quedado palpable, en la estimación de la incertidumbre de las máquinas de ensayos de rodadura, que el montaje de la corona en la preparación es sin duda la mayor fuente de error. De hecho, no permite conocer con precisión cuál es el peso del resto de variables sobre la incertidumbre total. En este apartado, se propone una nueva estimación de las incertidumbres de la Máquina 2, que se acerquen más a la realidad, considerando exclusivamente la zona habitual de trabajo, los tamaños máximos de engranajes empleados con regularidad y, además, minimizando el efecto de la sujeción de la ruedas. De esta manera, se puede profundizar sobre la influencia de las demás fuentes de error.

Si se repiten los balances de incertidumbre de la Máquina 2 para un diámetro máximo de sínfín de 100 mm y de 400 mm para la corona, los desplazamientos quedan limitados hasta la posición de 200 mm de la distancia entre centros y hasta la cota 50 mm en altura del carro porta-sínfín. A su vez, para los nuevos cálculos se pueden tomar los valores de repetibilidad de  $f'_i$  y  $f''_i$  (ver tablas Tabla 5.31 y Tabla 5.33), tanto del montaje del sínfín como de la corona en la Máquina 2, ya que por definición se consideran como libres de excentricidad. Esto se podría conseguir mejorando el sistema de fijación hasta que la mayor parte de la desviación fuese eliminada. Además, la repetibilidad experimental obtenida en el parámetro  $f'_i$  demuestra que al evaluar solamente una porción de ángulo, un diente y no una vuelta completa, el error del

encoder del eje porta-coronas podría considerarse de  $\pm 0,5$  arcosegundos. En cambio, esta consideración no es aplicable a la incertidumbre del giro del sínfín al realizar una vuelta completa por cada diente de la corona.

Los resultados obtenidos (Tabla 6.33 y la Tabla 6.34), aplicando las consideraciones anteriores sobre los ensayos de rodadura a dos flancos, revelan que la incertidumbre expandida puede disminuirse considerablemente frente a la primera estimación, en torno al 73% en el error compuesto total y al 35% en el error compuesto diente a diente (comparativa con Tabla 6.19 y Tabla 6.22). Además, indican que un pequeño reajuste de las guías del desplazamiento del carro porta-coronas, que elimine parte de su error de cabeceo  $E_{BX}$  (apartado 4.5.4), ayudaría a disminuir todavía más ambas incertidumbres. Por su parte, el comportamiento de la incertidumbre del parámetro  $Fr''$  es semejante al de  $Fi''$  que, con un valor de incertidumbre expandida de  $1,1 \mu\text{m}$ , se reduce en un 78% (sin tabla).

*Tabla 6.33 Optimización balance de incertidumbre  $Fi''$  en M2*

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv  c_i  u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$u^2 (\%)$
$u_0$	Calibración inicial	0,08	1	0,08	1,2
$u_{dnc}$	Desplazamiento carro principal	0,55	1	0,55	54,22
$u_{il}$	Error interferómetro	0,12	0,013	0,002	0,00
$u_{enc}$	Precisión encoder	1,73	0,013	0,02	0,09
$u_{dncj}$	Juego desplazamiento carro principal	0,55	1	0,55	54,13
$u_{dncc}$	Compensación numérica encoder	0,87	0,013	0,011	0,02
$u_{dncZX}$	Rectitud ZX	4,88	0,040	0,20	76,93
$u_{dncBX}$	Componente Z del cabeceo BX	12,41	0,040	0,50	44,87
$u_{dncAX}$	Balanceo AX	2,89	0,039	0,11	2,31
$u_{sin}$	Montaje sínfín patrón	0,28	1	0,28	13,76
$u_{cor}$	Montaje corona	0,40	1	0,40	29,612
$u_{alt}$	Desplazamiento carro vertical	0,10	1	0,10	1,69
$u_{edf}$	Ejecución ensayo de rodadura a dos	0,01	1	0,01	0,01

$$u_c^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 0,55 \mu\text{m}^2$$

Incertidumbre Típica Combinada

$$u_c(F_i'') = 0,74 \mu\text{m}$$

Incertidumbre Expandida

$$U_{F_i''}(k=2) = 1,5 \mu\text{m}$$

Tabla 6.34 Optimización balance de incertidumbre  $f_i''$  en M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv  c_i u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$u^2 (\%)$
<b><math>u_0</math></b>	Calibración inicial	<b>0,07</b>	<b>1</b>	<b>0,07</b>	<b>1,08</b>
<b><math>u_{dnc}</math></b>	Desplazamiento carro principal	<b>0,43</b>	<b>1</b>	<b>0,43</b>	<b>43,29</b>
$u_{il}$	Error interferómetro	0,12	0,019	0,002	0,00
$u_{enc}$	Precisión encoder	1,732	0,019	0,03	0,25
$u_{dncj}$	Juego desplazamiento carro principal	0,43	1	0,43	43,03
$u_{dncc}$	Compensación numérica encoder	0,87	0,019	0,02	0,06
$u_{dncZX}$	Rectitud ZX	4,88	0,032	0,16	5,64
$u_{dncBX}$	Componente Z del cabeceo BX	12,41	0,032	0,40	36,49
$u_{dncAX}$	Balanceo AX	2,89	0,021	0,06	0,85
<b><math>u_{sin}</math></b>	Montaje sínfín patrón	<b>0,28</b>	<b>1</b>	<b>0,28</b>	<b>17,49</b>
<b><math>u_{cor}</math></b>	Montaje corona	<b>0,40</b>	<b>1</b>	<b>0,40</b>	<b>37,00</b>
<b><math>u_{alt}</math></b>	Desplazamiento carro vertical	<b>0,07</b>	<b>1</b>	<b>0,07</b>	<b>1,11</b>
<b><math>u_{edf}</math></b>	Ejecución ensayo de rodadura a dos	<b>0,01</b>	<b>1</b>	<b>0,01</b>	<b>0,03</b>

$$u_c^2(F_i'') = \sum u_i^2(F_i'') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{edf}^2 = 0,43 \mu\text{m}^2$$

Incertidumbre Típica Combinada

$$u_c(F_i'') = 0,66 \mu\text{m}$$

Incertidumbre Expandida

$$U_{F_i''}(k=2) = 1,3 \mu\text{m}$$

Más interesante resulta realizar de nuevo el balance de incertidumbre para los ensayos de rodadura a un flanco, de acuerdo a las nuevas consignas, puesto que los resultados son proporcionalmente más desfavorables. Como se puede observar en la Tabla 6.35 y la Tabla 6.36, se consigue disminuir un 67% de la incertidumbre expandida de  $F_i'$  y un 50% de  $f_i'$  (comparativa con Tabla 6.29 y Tabla 6.32). En el primero de ellos, la incertidumbre, aunque mejorable, entra dentro de un valor que se podría considerar como aceptable. Sin embargo, la del error diente a diente sigue siendo elevada debido principalmente a que los coeficientes de sensibilidad de  $f_i'$ , comparados con los del resto de parámetros, amplifican en mayor medida los efectos de las contribuciones individuales. Asimismo, el comportamiento de la incertidumbre del parámetro  $F_p'$  es semejante al de  $F_i'$  que, con una incertidumbre expandida de 4,1  $\mu\text{m}$ , se reduce en casi un 69% (sin tabla).

Tabla 6.35 Optimización balance de incertidumbre  $F_i'$  en M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F_i'') \equiv l_{ci}u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$u^2 (\%)$
<b><math>u_0</math></b>	Calibración inicial	<b>0,21</b>	<b>1</b>	<b>0,21</b>	<b>0,79</b>
<b><math>u_{dnc}</math></b>	<b>Desplazamiento carro principal</b>	<b>1,29</b>	<b>1</b>	<b>1,29</b>	<b>30,58</b>
$u_{il}$	Error interferómetro	0,12	0,063	0,007	0,00
$u_{enc}$	Precisión encoder	1,73	0,063	0,109	0,22
$u_{dncj}$	Juego desplazamiento carro principal	1,29	1	1,29	30,36
$u_{dncc}$	Compensación numérica encoder	0,87	0,063	0,06	0,05
$u_{dncZX}$	Rectitud ZX	4,88	0,096	0,47	4,01
$u_{dncBX}$	Componente Z del cabeceo BX	12,41	0,096	1,19	25,97
$u_{dncAX}$	Balanceo AX	2,89	0,046	0,13	0,32
<b><math>u_{sin}</math></b>	<b>Montaje sinfín patrón</b>	<b>0,65</b>	<b>1</b>	<b>0,65</b>	<b>7,73</b>
<b><math>u_{cor}</math></b>	<b>Montaje corona</b>	<b>1,10</b>	<b>1</b>	<b>1,10</b>	<b>22,13</b>
<b><math>u_{alt}</math></b>	<b>Desplazamiento carro vertical</b>	<b>0,20</b>	<b>1</b>	<b>0,20</b>	<b>0,72</b>
<b><math>u_{esf}</math></b>	<b>Ejecución ensayo de rodadura a un flanco</b>	<b>1,44</b>	<b>1</b>	<b>1,44</b>	<b>38,06</b>
$u_{angsin}$	Precisión encoder angular sinfín	0,35	1	0,35	2,24
$u_{angcor}$	Precisión encoder angular corona	1,40	1	1,40	35,82
$u_{sfp}$	Resto parámetros ejecución ensayos	0	1	0	0,00

$$u_c^2(F_i') = \sum u_i^2(F_i') = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{sdf}^2 = 5,47 \mu\text{m}^2$$

Incertidumbre Típica Combinada

$$u_c(F_i') = 2,34 \mu\text{m}$$

Incertidumbre Expandida

$$U_{F_i'}(k=2) = 4,7 \mu\text{m}$$

Tabla 6.36 Optimización balance de incertidumbre  $f'_i$  en M2

Componente incertidumbre típica $u(x_i)$	Fuente de incertidumbre	$u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$c_i$	$u_i(F'_i) \equiv  c_i u(x_i)$ ( $\mu\text{m}$ )	$u^2 (\%)$
<b><math>u_0</math></b>	Calibración inicial	<b>0,53</b>	<b>1</b>	<b>0,53</b>	<b>1,97</b>
<b><math>u_{dnc}</math></b>	<b>Desplazamiento carro principal</b>	<b>3,46</b>	<b>1</b>	<b>3,46</b>	<b>83,39</b>
$u_{il}$	Error interferómetro	0,12	0,147	0,02	0,00
$u_{enc}$	Precisión encoder	1,732	0,147	0,25	0,45
$u_{dncj}$	Juego desplazamiento carro principal	3,45	1	3,45	82,94
$u_{dncc}$	Compensación numérica encoder	0,87	0,147	0,13	0,11
$u_{dncZX}$	Rectitud ZX	4,88	0,258	1,26	11,01
$u_{dncBX}$	Componente Z del cabeceo BX	12,41	0,258	3,20	71,21
$u_{dncAX}$	Balanceo AX	2,89	0,097	0,28	0,54
<b><math>u_{sin}</math></b>	<b>Montaje sínfín patrón</b>	<b>0,65</b>	<b>1</b>	<b>0,65</b>	<b>2,94</b>
<b><math>u_{cor}</math></b>	<b>Montaje corona</b>	<b>1,10</b>	<b>1</b>	<b>1,10</b>	<b>8,41</b>
<b><math>u_{alt}</math></b>	<b>Desplazamiento carro vertical</b>	<b>0,52</b>	<b>1</b>	<b>0,52</b>	<b>1,90</b>
<b><math>u_{esf}</math></b>	<b>Ejecución ensayo de rodadura a un flanco</b>	<b>0,45</b>	<b>1</b>	<b>0,45</b>	<b>1,40</b>
$u_{angsin}$	Precisión encoder angular sínfín	0,35	1	0,35	0,85
$u_{angcor}$	Precisión encoder angular corona	0,28	1	0,28	0,54
$u_{sf}$	Resto parámetros ejecución ensayos	0	1	0	0,00

$$u_c^2(F'_i) = \sum u_i^2(F'_i) = u_0^2 + u_{dnc}^2 + u_{sin}^2 + u_{cor}^2 + u_{alt}^2 + u_{sf}^2 = 14,39 \mu\text{m}^2$$

Incertidumbre Típica Combinada

$$u_c(F'_i) = 3,79 \mu\text{m}$$

Incertidumbre Expandida

$$U_{F'_i}(k=2) = 7,6 \mu\text{m}$$

En este punto, la solución para seguir disminuyendo la incertidumbre de los ensayos a un flanco consistiría en, al igual que en el balance a dos flancos, ajustar el montaje de las guías del carro porta-coronas minimizando tanto el error de cabeceo  $E_{BX}$  como el de rectitud  $E_{ZX}$  (apartado 4.5.4). Asimismo, se podría mejorar la incertidumbre, principalmente de los parámetros  $F'_i$  y  $F_p'$ , utilizando encoders angulares de mayor precisión siempre y cuando se corrigiesen los errores anteriores, aunque fuese de manera parcial.

Para tener una visión más global de los resultados obtenidos, la Tabla 6.37 muestra un resumen comparativo de las incertidumbres expandidas de todos los parámetros de rodadura antes y después de la optimización, indicando cuál ha sido la disminución porcentual de cada uno de ellos.

*Tabla 6.37 Resumen incertidumbre expandida antes y después de la optimización en M2*

	$F_i' (\mu\text{m})$	$F_p' (\mu\text{m})$	$f_i' (\mu\text{m})$	$F_i'' (\mu\text{m})$	$F_r'' (\mu\text{m})$	$f_i'' (\mu\text{m})$
$U (\text{M2})$	14,2	13,5	15,2	5,6	5,0	2,0
$U_{\text{opt}}(\text{M2})$	4,7	4,2	7,6	1,5	1,1	1,3
<b>Disminución</b>	67%	69%	50%	73%	78%	35%

La estimación de la incertidumbre según la propuesta de la ANSI/AGMA 2116-05 [96] es difícilmente adaptable a ejes no paralelos. Por eso, se han desarrollado unas expresiones que permiten hacer el balance de incertidumbre de equipos de medición por rodadura de engranajes sínfín-corona a uno y dos flancos. Aunque el análisis se ha realizado sobre máquinas dedicadas con ejes perpendiculares entre sí, también podría ser aplicable a otro tipo de engranajes y disposiciones. La ventaja de desglosar la incertidumbre total en términos de acciones individuales es que permite conocer la contribución de cada una de ellas. De esta manera, es posible plantear correcciones que disminuyan los valores de las fuentes de error mejorando la precisión del proceso de medición. Particularmente, los resultados de los balances de incertidumbre realizados sobre la Máquina 2 muestran que es fundamental, como en el resto de mediciones de engranajes, garantizar un montaje libre de excentricidad en las ruedas; que la calibración inicial en altura y distancia entre centros no resulta tan crítica, aun cuando sea la parte en la que mayor atención se suele prestar en la preparación y ejecución de los ensayos; que minimizar los errores debidos al juego entre carros y guías es importante, ya que algunos de ellos, como por ejemplo rectitudes y cabeceos, modifican indirectamente los resultados de rodadura; y por último, que el parámetro  $f_i'$ , error compuesto tangencial diente a diente, es el más sensible a la mayoría de las fuentes de error.



# **7 CONCLUSIONES**

---

## **7.1 Conclusiones**

El objetivo principal de esta tesis ha sido diseñar, fabricar y calibrar máquinas de ensayos de rodadura para engranajes sínfín-corona que ha permitido caracterizar experimentalmente tanto los equipos como los parámetros de rodadura. De esta manera, se ha determinado la contribución individual de cada fuente de error sobre la incertidumbre de medición a partir del desarrollo de un modelo propio de balance de incertidumbre para este tipo de equipos.

La revisión del estado del arte, acerca de los ensayos de rodadura, muestra las ventajas de las verificaciones funcionales en la metrología de engranajes frente a las técnicas puramente geométricas. Este tipo de ensayos no sólo se presenta como la forma más rápida y directa de comprobar la calidad de un engranaje en sus futuras condiciones de operación sino que también permite detectar errores del propio proceso de fabricación antes de llegar al control de calidad final. Los resultados obtenidos en el ensayo de rodadura a un flanco, o compuesto tangencial, aportan información sobre las variaciones del perfil, del paso, del paso acumulado y del runout de un engranaje. Por otro lado, con el ensayo de rodadura a dos flancos, o compuesto radial, se pueden detectar errores en el espesor de diente, la excentricidad del tallado y el ángulo de presión. Aunque los datos del segundo de ellos se puedan extraer casi en su totalidad del primero, está más extendido por ser más económico y, además, porque la interpretación de sus resultados es más sencilla e inmediata.

A pesar de que estos métodos se emplean desde hace varias décadas, el progresivo aumento de la precisión en los sistemas de fabricación junto con la aparición de la microfabricación ha promovido un creciente interés en diversos grupos de investigación, debido a su gran potencial. De hecho, en los últimos años se han desarrollado nuevos equipos y técnicas de medición bajo los principios de los ensayos de rodadura a uno y dos flancos. En particular, existen propuestas de medición con mayor número de grados de libertad, con patrones especiales e incluso con varias ruedas patrón a la vez. Aunque se obtiene mayor cantidad de información, también aumenta el tiempo de medición, las fuentes de error y la complejidad del análisis de los

resultados. Si bien es cierto que recientemente se están planteando simulaciones, más allá del comportamiento en la zona de contacto entre los dientes, y alternativas en el tratamiento de los datos, diversos estudios recalcan los problemas que siguen existiendo con la calibración y la reproducibilidad de este tipo de máquinas. Este hecho se hace más palpable tras recopilar las principales normas y recomendaciones aplicables que intentan regular los parámetros de medición, las condiciones de ensayo y la verificación de los equipos.

Aunque hay una tendencia a la estandarización internacional desde que se creó el grupo de trabajo ISO TC 60, las normas ISO que recogen información acerca de ensayos de engranajes por rodadura se limitan exclusivamente a cuantificar la calidad del engranaje en base a su tamaño y a describir de manera muy general los principios de ensayo. No entran a detallar las condiciones de ensayo y la interpretación de los resultados, como lo hace la VDI aunque sea con ambigüedades en algunos puntos importantes. Por su parte, AGMA es la única que plantea recomendaciones sobre la calibración y evaluación específica de estos dispositivos. Además, la mayor parte de la información recogida en toda esta normativa está referida a engranajes cilíndricos, sin hacer mención especial a cómo considerarla con otro tipo de engranajes, salvo alguna excepción.

En este contexto, en primer lugar se planteó la actualización de una máquina de ensayos de rodadura a dos flancos para engranajes sínfín-corona sobre la que se validó un protocolo de calibración y verificación, inexistente en la actualidad. Posteriormente, se desarrolló un equipo completo que incluía ambos tipos de ensayos de rodadura, a uno y dos flancos, también para engranajes sínfín-corona. Actualmente no se pueden encontrar equipos comerciales de características similares con capacidad para realizar ambos ensayos sobre la misma estructura cinemática, ni aptas para verificar coronas de más de medio metro de diámetro. La ventaja principal que ofrece este dispositivo es que el análisis de uno y otro ensayo se realiza en igualdad de condiciones pudiendo determinar la relación entre ambos, o al menos los paralelismos existentes entre sí.

La capacidad y precisión de los equipos de este trabajo se establecieron en base a su posterior uso metrológico industrial lo que significa que la inversión realizada no sólo ha contemplado fines meramente investigadores sino también la transferencia del conocimiento a la industria. Aplicando los principios fundamentales de diseño tanto generales como específicos de este tipo de dispositivos, junto con la normativa actual vigente, se estudiaron las alternativas posibles en la disposición de los diferentes elementos y se seleccionaron los componentes e instrumentos de medida que mejor se adaptaban a los requerimientos estipulados. Estos últimos debían tener una precisión en torno a  $\pm 1 \mu\text{m}$  para las mediciones lineales y a  $\pm 2 \text{ arcseg}$  para las angulares. Se ha optado por unificar los instrumentos en ambas máquinas, primero por considerarlos

como la mejor opción, y segundo porque se simplificaba la programación y el desarrollo del software que gestiona las mediciones. De hecho, el utilizado en la Máquina 2 es una versión ampliada y mejorada de Ultragear Pro V-Touch, el software hecho a medida para la Máquina 1 que es capaz de ejecutar los ensayos; calcular los parámetros geométricos; tratar los resultados obtenidos; y gestionar la base de datos, para los dos tipos de ensayo.

A pesar de que todavía no hay una normativa internacional que recoja información acerca de la calibración y verificación de este tipo de equipos, las principales normas de GMIs proponen una calibración inicial completa y posteriores inspecciones regulares de seguimiento que garanticen la adecuada alineación de los ejes y la precisión del sistema de medición. Por ello, se ha desarrollado un protocolo de calibración que define una serie de rutinas distribuidas en comprobaciones periódicas diarias, semanales y mensuales de las diferentes partes y elementos de verificación, además de una calibración completa al menos cada dos años. Por otro lado, se recomienda el uso de artefactos calibrados trazables que puedan verificar el volumen completo de trabajo de la máquina. La disposición de ejes perpendiculares entre sí hace inviable el uso de ciertos artefactos, o al menos dificultan su uso, por lo que se ha optado por aplicar técnicas habitualmente empleadas en la calibración y verificación de máquina-herramienta, MMCs y GMIs.

Tras la fabricación, durante el montaje se procedió al ajuste y verificación de las diferentes partes de las que se componen los equipos. Las más delicadas como el giro del eje porta-coronas, la alineación entre los puntos y la perpendicularidad entre los ejes se hicieron con especial atención para evitar incrementar los errores sobre los parámetros de rodadura en forma de excentricidad o variación del ángulo de la hélice. Por otro lado, los instrumentos de medida se compensaron numéricamente, mediante una MMC en el caso de la Máquina 1 y por interferometría láser en la segunda máquina, eliminando la mayor parte de los errores producidos principalmente por el error de seno y el efecto Abbe. Además, se determinaron el resto de los errores que se producen en direcciones distintas a las lecturas de los instrumentos y que sin embargo tienen efectos sobre los parámetros de rodadura. Estos errores junto con los valores residuales de compensación se incluyen como términos de incertidumbre a la hora de estimar la precisión de la medición.

Experimentalmente se ha caracterizado el comportamiento de cada una de las máquinas, una vez calibradas y en funcionamiento. La metodología empleada se ha basado en realizar múltiples repeticiones consecutivas, primero haciendo variaciones componente a componente para posteriormente combinar efectos entre sí. La alta repetibilidad de las series de ensayos individuales y combinados refleja la fiabilidad mecánica de ambas en los dos tipos de verificaciones de rodadura. El rango de error

obtenido coincide con el rango de error de los instrumentos de medición, e incluso tiende a ser menor cuando se suman varias influencias a la vez, posiblemente por la compensación de errores entre ellas. No obstante, el error de los parámetros de rodadura a un flanco es ligeramente superior a los parámetros a dos flancos por ser más sensible a las fuentes de error. Por otro lado, sin lugar a dudas es la holgura entre el eje y el alojamiento de la corona la que genera mayor variación en los resultados, por efecto de la excentricidad en el montaje. Esto se hace más palpable cuando se realiza el balance de incertidumbre presentándose como la principal fuente de error de la medición.

Además de los parámetros habituales de rodadura, este estudio también incluye un parámetro obtenido mediante el ensayo a dos flancos que está íntimamente relacionado con las tolerancias de montaje. Se trata de la discrepancia de la distancia de rodadura entre flancos ( $Aa''$ ) que delimita los valores máximos y mínimos entre los que debería estar una rodadura para un juego determinado en la transmisión. Permite pronosticar incompatibilidades de funcionamiento en pares de engranajes, aun cuando sus tallados son de buena calidad. A pesar de ser utilizado en algunos sectores de la industria del engranaje, no aparece en las normas.

También de forma experimental se han establecido los coeficientes de sensibilidad de las diversas fuentes de error sobre los parámetros de rodadura. La variación involuntaria en la distancia entre centros, en la altura o en el ángulo entre los ejes de los engranajes no les afecta por igual sino que cada uno de ellos influye de manera diferente sobre la incertidumbre de medida. Para ello, se han realizado repeticiones de ensayos que modificaban de manera controlada estas variables determinando la influencia de cada una de ellas. En líneas generales, el efecto de cualquier error sobre la mayoría de los parámetros de rodadura está muy por debajo del 10%, es decir, que por cada micrómetro de error supondría como máximo  $0,1 \mu\text{m}$  de variación. Sin embargo, la contribuciones sobre el error diente a diente del ensayo a un flanco ( $f_1'$ ), que representa el error de paso y del ángulo de presión, se eleva hasta el 15% por la variación en altura y hasta el 25% por la variación de la distancia entre centros. No obstante, es en el balance de incertidumbre de la medición donde realmente se muestra el peso de cada término de incertidumbre sobre los valores de rodadura. Este mismo procedimiento también se ha utilizado para comprobar que el efecto dinámico no afecta a los resultados mientras se ejecuten los ensayos dentro de los valores de velocidad, fuerza de frenado y fuerza en el sistema elástico que establecen las diferentes recomendaciones técnicas.

Sólo AGMA propone una expresión general para la estimación de incertidumbre de medida, por el método de sustitución, de máquinas de rodadura a dos flancos no existiendo la versión para mediciones compuestas tangenciales. La limitación de esta

formulación reside en que, a priori, es aplicable sólo a transmisiones con ejes paralelos. Además, no permite conocer con detalle de dónde provienen las mayores fuentes de error. Por otro lado, el método del balance de incertidumbre, siguiendo las directrices de la GUM, es el método que se emplea en laboratorios de calibraciones secundarias o en instalaciones industriales cuando se requiere una estimación precisa de la capacidad del proceso de medida. A pesar de la gran cantidad de fuentes de error en una medición dinámica de miles de puntos contra un patrón de geometría compleja, los resultados de repetibilidad de las máquinas de este trabajo demuestran que las mediciones por rodadura pueden ser trazables. Por ello, se han propuesto sendas expresiones que permiten, además de estimar la incertidumbre de medición para ensayos de rodadura a uno y a dos flancos, conocer la contribución individual de cada término.

Los parámetros de rodadura son el resultado de la diferencia entre lecturas secuenciales bien lineales o bien angulares a lo largo de una vuelta completa de la corona. El error asociado a la medición se puede descomponer en las diferentes acciones necesarias tanto para la preparación como para la ejecución de los ensayos. De esta manera, se incluye en el balance de incertidumbre las influencias de la calibración inicial, el desplazamiento hasta la distancia nominal entre centros, el montaje del sinfín patrón entre puntos, el montaje de la corona sobre el eje, el movimiento de la posición en altura y finalmente la propia ejecución del ensayo, a uno o a dos flancos. Cada una ellas supone cierto error sobre las lecturas los instrumentos de medida que influyen en el resultado final aumentando la incertidumbre de la medición.

En una primera estimación, se ha calculado la incertidumbre expandida para la capacidad máxima de los equipos, aun cuando en condiciones habituales de trabajo el volumen real se reduce considerablemente. Para ello se han utilizado los valores obtenidos tanto en la calibración como en la caracterización experimental de los equipos. Además, también se han aplicado los coeficientes de sensibilidad calculados, sobre cada fuente de error. En líneas generales, la incertidumbre de los parámetros  $F_i''$  y  $F_r''$  de ambas máquinas, en torno a  $6 \mu\text{m}$ , no permite definir con claridad el grado de calidad de un engranaje al poderse encuadrar en cualquiera de dos contiguas con un margen muy alto, sobre todo cuanto más disminuye el diámetro de la corona. En idéntica situación se encuentra la incertidumbre de  $f_i''$ , ya que, a pesar de que disminuye hasta  $2 \mu\text{m}$ , los márgenes de evaluación son tan pequeños que mantiene una proporción similar. Como era de esperar, según los resultados de los ensayos de repetibilidad, el término de mayor incertidumbre ha sido el del montaje y fijación de la corona sobre el eje. En estas condiciones, la intercomparación entre la Máquina 1 y otros dos equipos de ensayos de rodadura a dos flancos mostró claramente que existen

diferencias en los resultados de las mediciones pese a haber mantenido las condiciones de operación. Asimismo, la incompatibilidad general entre las máquinas demuestra la falta de reproducibilidad entre los sistemas de medición, a pesar de la repetibilidad a nivel individual de los componentes de cada una de ellas.

Por su parte, la estimación de la incertidumbre de los parámetros de rodadura a un flanco, en la Máquina 2, es proporcionalmente más elevada que la del ensayo a dos flancos, sobre todo la del error diente a diente ( $f_i'$ ), por ser más sensible a las fuentes de error. Las incertidumbres calculadas, con valores entre 14 y 15  $\mu\text{m}$ , resultan inadmisibles para evaluar con fiabilidad la calidad de los engranajes, especialmente en coronas de grandes diámetros con módulos pequeños. Si bien el montaje de la corona sigue siendo la mayor fuente de error para  $F_i'$  y  $F_p'$ , el balance también muestra que se reparte en el montaje del sínfín, el desplazamiento de carro principal y la propia ejecución de los ensayos. Por su parte, en la incertidumbre de  $f_i'$ , el desplazamiento del carro principal es la que aporta mayor influencia ya que no contiene desviaciones debidas a la excentricidad del montaje de la corona. No obstante, los coeficientes de sensibilidad tan elevados de este parámetro con respecto a los demás hacen que ciertos errores en las guías incrementen de forma considerable el valor de su incertidumbre.

La ventaja del balance de incertidumbre reside en poder aplicar correcciones sobre los términos elementales de mayor contribución, en los que se había desglosado la incertidumbre expandida total de medición. Por eso, se ha realizado una segunda estimación sobre la Máquina 2 considerando la repetibilidad del montaje libre de excentricidad, utilizando los valores de los parámetros diente a diente, y además se ha reducido el volumen de medición al habitual de trabajo. De esta manera, el cálculo de la incertidumbre de medida será mucho más cercano a la realidad, y no el más pesimista, una vez que se haya mejorado el sistema de centraje y fijación de la corona. Los nuevos valores de incertidumbre muestran que es fundamental garantizar un montaje libre de excentricidad en las ruedas así como minimizar los errores debidos a la holgura entre carros y guías en los desplazamientos, ya que en algunos casos como en el parámetro  $f_i'$  pueden ser críticos. Además, revelan que la precisión en la calibración inicial que se suele considerar esencial no tiene grandes efectos sobre los resultados de los ensayos.

Se puede concluir con todo lo anterior que el orden de magnitud del error que se maneja en los ensayos de rodadura, unas pocas micras, junto a la gran cantidad de pequeñas fuentes de error que se acumulan, aun cuando sus coeficientes de sensibilidad no son especialmente elevados, implica que es complicado conocer con exactitud la calidad de un engranaje mediante este tipo de verificaciones, sobre todo para los de buena calidad. Las incertidumbres obtenidas no son nada despreciables frente a los márgenes de error estipulados en cada grupo de calidad dando resultados

cuando menos discutibles. Todo esto demuestra que las especificaciones de la normativa actual tanto de ejecución de ensayos como de calibración y evaluación de equipos de rodadura no son suficientes para garantizar la reproducibilidad de los procesos de medición. Esta situación se agrava por la falta de engranajes patrón y de laboratorios nacionales de referencia que pudieran garantizar la trazabilidad por medio de una cadena ininterrumpida de comparaciones. Por ello, se hace palpable la necesidad de mejorar y completar el marco normativo, bajo el estándar ISO, que regule con mayor claridad los parámetros de medición para las diferentes tipologías de engranajes, las condiciones de ensayo en cada caso y la calibración de los equipos. De este modo, se podría determinar un procedimiento único de trazabilidad desde los patrones nacionales de referencia que garantizase los resultados obtenidos en las mediciones, pudiendo realizar verificaciones más rápidas, completas y precisas.

## 7.2 Trabajos futuros

Las conclusiones de esta tesis revelan que sigue habiendo un gran trabajo pendiente por hacer para garantizar la reproducibilidad de este tipo de verificaciones. Además, fruto de este estudio han surgido nuevas ideas e interrogantes que requieren de una continuación en el futuro. Por ello se plantean los siguientes puntos como futuras líneas de trabajo:

- Aplicar las correcciones necesarias sobre las mayores fuentes de error detectadas en las máquinas de ensayos de rodadura empleadas. Esto requiere de la mejora del sistema de fijación de las coronas así como del reajuste del desplazamiento de los carros principales para minimizar la incertidumbre del proceso de medición. Además, se requiere completar el estudio de los coeficientes de sensibilidad aplicados sobre los parámetros de rodadura, para otros tamaños y relaciones de transmisión, antes de recalcular los balances de incertidumbre planteados.
- Realizar una nueva intercomparación de ensayos de rodadura a dos flancos, que incluya la Máquina 2, una vez que se hayan aplicado las correcciones y los nuevos protocolos de calibración. A su vez, realizar el mismo proceso para equipos de rodadura a un flanco, previo contacto con colaboradores que pudieran estar interesados. Extender la invitación al ámbito internacional implicando a los propios fabricantes de este tipo de máquinas así como a algunos laboratorios nacionales de referencia. De esta manera, se determinarán los puntos críticos de la reproducibilidad, estableciendo unas directrices claras para la calibración de equipos y la ejecución de ensayos.

- Desarrollar nuevos equipos de verificación de engranajes por rodadura de bajo coste en base al modelo de balance de incertidumbre establecido. Conocer dónde se generan las mayores fuentes de error y cómo afectan las influencias individuales en el resultado de la medición permite optimizar tanto su estructura principal como los componentes utilizados.
- Generar modelos de simulación de los ensayos de rodadura con la posibilidad de introducir cualquier error esperable para conocer el efecto sobre los parámetros de rodadura y sus gráficas resultantes. Con ello, se conseguirán las curvas tipo de referencia para la interpretación directa de los resultados obtenidos en cualquier ensayo. Además, la simulación completa del ensayo a partir de la geometría del engranaje permitirá caracterizar de manera general las influencias combinadas de las diferentes fuentes de error, así como afrontar la relación teórica entre resultados de los dos tipos de ensayos y sus resultados combinados característicos.
- Validar experimentalmente el modelo teórico simulado mediante la elaboración y caracterización de diferentes patrones de rodadura. Esto debería incluir, no sólo ruedas patrón de gran calidad sino también parejas de engranajes con defectos conocidos que permitan, por un lado comprobar la predicción de su comportamiento y por otro validar la calibración periódica de los equipos a lo largo de su vida útil.
- Determinar la compensación directa de las máquinas de tallado a partir del resultado de ensayo de rodadura. Es posible plantear la corrección de los parámetros del mecanizado de los dientes, especialmente del ángulo de la hélice, de los errores de paso y de la holgura entre dientes, una vez caracterizada la incertidumbre de la medición. De esta manera, la compensación se realizará en base a la evaluación de datos funcionales, y no puramente geométricos, lo que implica un aumento en la precisión de lotes completos de fabricación.

### 7.3 Investigación y publicación de resultados

Como resultado del trabajo de investigación realizado durante el periodo de realización de la Tesis Doctoral se han generado las siguientes publicaciones relacionadas que se listan:

#### Revistas científicas

- M. Pueo, J. Santolaria, R. Acero, A. Tomás, "Comparison of Double Flank Roll Testers for Worm and Worm Gear," *Key Engineering Materials*, Vol. 615, pp. 39-44, Jun. 2014
- R. Acero, J. Santolaria, M. Pueo, "Double Flank Roll Testing as Verification Technique for Micro Gears," *Key Engineering Materials*, Vol. 615, pp. 45-50, Jun. 2014

Congresos nacionales e internacionales:

- M. Pueo, J. Santolaria, R. Acero, C. Cajal, A. Gracia, "Universal Roll Testing Machine for Worm and Worm Gear". *6th Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC 2015*. Barcelona, July 22-24, 2015
- M. Pueo, J. Santolaria Mazo, R. Acero, G. Aso, "Double flank roll testing machines intercomparison for worm and worm gear". *5th Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC 2013*. Zaragoza, June 26 – 28, 2013.
- R. Acero, J. Santolaria, M. Pueo, "Verification Methods for Micro Gears. Analysis of Double Flank Roll Testing Applied to Micro Gears". *5th Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC 2013*. Zaragoza, June 26 – 28, 2013
- J. Santolaria, M. Pueo, R. Acero, G. Aso Arjol, "Verificación y caracterización metrológica de máquinas de ensayos de rodadura a dos flancos para engranajes sínfin-corona". *XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica (CNIM XIX)*. Castellón, 14 - 16 Noviembre, 2012.

Además, se han firmado varios contratos de transferencia con empresas que han financiado y dado el soporte técnico necesario:

Participación en contratos de transferencia con empresas

- M. Pueo (IP), R. Acero, J. Santolaria, "Contrato de Investigación y Desarrollo del Centro Universitario de la Defensa: Seguimiento, Control y Ejecución de Montaje de una Máquina Universal de Ensayos de Rodadura para Engranajes Sínfin-Corona". Empresa financiadora: Echeverría Construcciones Mecánicas, S.A. Febrero 2014 – Agosto 2014.
- J. Santolaria (IP), M. Pueo, D. Samper, "Proyecto I+D+i OTRI 2012/0600: Cálculo Geométrico y Optimización de Perfiles de Engranajes Sínfin Tipo ZC. Generación Paramétrica de Trayectorias de Diamantado para Rectificadora

Cilíndrica". Empresa financiadora: Echeverría Construcciones Mecánicas, S.A. Noviembre 2012 – Diciembre 2013

Paralelamente, durante el mismo periodo, se han realizado otros trabajos de investigación fuera del alcance de esta Tesis:

Revistas científicas

- R. Acero, J. Santolaria, M. Pueo, J. Abad, "Uncertainty estimation of an indexed metrology platform for the verification of portable coordinate measuring instruments," *Measurement*, vol. 82, pp. 202-220, 2016.
- R. Acero, J. Santolaria, M. Pueo, and A. Brau, "Verification of a laser tracker with an indexed metrology platform," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 84, no. 1-4, pp 1-12, 2016.
- R. Acero, J. Santolaria, M. Pueo, J.J. Aguilar, A. Brau, "Application of virtual distances methodology to laser tracker verification with an indexed metrology platform," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 26, no. 11, p. 115010, 2015.
- R. Acero, A. Brau, J. Santolaria, and M. Pueo, "Verification of an articulated arm coordinate measuring machine using a laser tracker as reference equipment and an indexed metrology platform," *Measurement*, vol. 69, pp. 52–63, Jun. 2015.
- J. Santolaria, J. Conte, M. Pueo, and C. Javierre, "Rotation error modeling and identification for robot kinematic calibration by circle point method," *Metrol. Meas. Syst.*, vol. 21, no. 1, pp. 85–98, 2014.

Congresos nacionales e internacionales

- C. Cajal, J. Santolaria, R. Acero, M. Pueo, "Introducing Design for Verification". *6th Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC 2015*. Barcelona, July 22-24, 2015
- R. Acero, A. Brau, J. Santolaria, M. Pueo, C. Cajal, "Evaluation of the Use of a Laser Tracker and an Indexed Metrology Platform as Gauge Equipment in Articulated Arm Coordinate Measuring Machine Verification Procedures". *6th Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC 2015*. Barcelona, July 22-24, 2015
- R. Jiménez, C. Cajal, J. Santolaria, M. Pueo, R. Acero, M. Torralba, J. Albarez, "Tecnologías de impresión 3D para su uso logístico en operaciones". *II*

*Congreso Nacional de I+D en Defensa y Seguridad (DESEI+d 2014). Zaragoza, 6-7 Noviembre, 2014*

- M. Pueo, J. Sierra-Pérez, "La Introducción del Modelado Paramétrico 3D como Herramienta Multidisciplinar para los Futuros Desafíos del Ejército de Tierra". *I Congreso Internacional de Estudios Militares (CIEM2014)*. Granada, 17-19 Septiembre, 2014
- A. Brau, J. Santolaria, J.J. Aguilar, M. Pueo, "Capacitive sensors based kinematic modeling of an indexed metrology platform". *12th euspen International Conference*. Stockholm, Junio 2012. Internacional.



## 8 BIBLIOGRAFIA

---

- [1] R. Och, "History of gear measuring machines and traceability 1900-2006," *Gear Prod. News*, no. October, pp. 20–25, 2006.
- [2] Z. Y. Shi, Y. T. Fei, and H. K. Xie, "100 years of gear measurement technology-review & prospect," *Eng. Sci.*, vol. 5, no. 9, pp. 13–17, 2003.
- [3] J. L. Montesinos, *Symposium Arquimedes: Fundacion Canaria Orotova de Historia de la Ciencia*. Max-Planck-Inst. für Wissenschaftsgeschichte, 2003.
- [4] B. Gille, *The Renaissance Engineers*. Michigan: Lund Humphries, 1966.
- [5] T. Olivier, *Theorie Geometrique des Engrenages*. Paris, 1842.
- [6] H. Gochman, *Theory of Gearing Generalized and Developed Analytically*. Odessa, 1886.
- [7] F. Litvin, *Development of Gear Technology and Theory of Gearing*, vol. ARL-TR-150. NASA Reference Publication 1406, 1997.
- [8] "The ABC's of Gears," *Kohara Gear Industry Co., Ltd.* [Online]. Available: <http://www.khgears.co.jp/en/>. [Accessed: 01-Sep-2016].
- [9] P. R. Moliner, *Engranajes*. Universitat Politècnica de Catalunya, 1990.
- [10] P. Lafont, *Cálculo de Engranajes Paralelos*. Universidad Politécnica de Madrid, 1995.
- [11] "ISO 53:1998 Cylindrical gears for general and heavy engineering - Standard basic rack tooth profile." 1998.
- [12] "ISO 54:1996 Cylindrical gears for general engineering and for heavy engineering - Modules." 1996.
- [13] J. Campabadal, *Engranajes*. Barcelona, 1969.
- [14] "ISO 1328-1:2013 Cylindrical gears - ISO system of accuracy - Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth." 2013.
- [15] "ISO 1328-2:1997 Cylindrical gears - ISO system of accuracy - Part 2: Definitions and allowable values of deviations relevant to radial composite deviations and runout information." 1997.
- [16] "ISO/TR 10064-1:1992 Cylindrical gears - Code of inspection practice - Part 1: Inspections of corresponding flanks of gear teeth." 1992.
- [17] "ISO/TR 10064-2:1996 Cylindrical gears - Code of inspection practice - Part 2:

- Inspections related to radial composite deviations, runout, tooth thickness and backlash." 1996.
- [18] "DIN 3961:1978 Tolerances for cylindrical gear teeth - Bases." 1978.
  - [19] "DIN 3962:1978 Tolerances for cylindrical gear teeth - Tolerances for deviations of individual." 1978.
  - [20] "DIN 3963:1978 Tolerances for cylindrical gear teeth - Tolerances for working deviations." 1978.
  - [21] "ISO 1328-1:1995 Cylindrical gears - ISO system of accuracy - Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth." 1995.
  - [22] "ANSI/AGMA 2015-1-A01 Accuracy Classifications System - Tangential Measurements for Cylindrical Gears." 2001.
  - [23] L. Gazzaniga, *El Libro de los Engranajes: Tratado Práctico para el Cálculo, Trazado, Ejecución y Control de los Engranajes*. Barcelona, 1961.
  - [24] D. Gimpert, "An Elementary Guide to Gear Inspection," *Gears Solut.*, no. June, pp. 32–38, 2005.
  - [25] E. Lawson, "The Basics of Gear Metrology and Terminology Part I," *Gear Technol.*, vol. 15, no. 5, pp. 41–50, 1998.
  - [26] E. Lawson, "The Basics of Gear Metrology and Terminology Part II," *Gear Technol.*, vol. 15, no. 6, pp. 67–71, 1998.
  - [27] G. Goch, "Gear metrology," *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 52, no. 2, pp. 659–695, Jan. 2003.
  - [28] W. Lotze and F. Haertig, "3D gear measurement by CMM," in *Laser Metrology & Machine Performance V*, 2001, vol. 34, pp. 333–344.
  - [29] Mitutoyo America Corporation, "CMM Gear Inspection," *Gear Technol.*, vol. 30, no. 1, pp. 11–13, 2013.
  - [30] "VDI/VDE 2608 Tangential composite and radial composite inspection of cylindrical gears, bevel gears, worm and worm wheels." 2001.
  - [31] "AGMA 915-1-A02 Inspection Practices - Part 1: Cylindrical Gears - Tangential Measurements." 2002.
  - [32] "AGMA 915-2-A05 Inspection Practices - Part 2: Cylindrical Gears - Radial Measurements." 2005.
  - [33] Frenco, "Frenco - Inspecting all flanks in minutes," *Gear Technol.*, vol. 21, no. 3, pp. 9–11, 2004.
  - [34] C. G. Olson, "Gear Testing Machine," U.S. Patent 1 554 646, Sept. 22, 1925.
  - [35] C. W. Mahr, "Electrically Operated Testing Apparatus for Gears and Similar Toothed Elements," U.S. Patent 2 687 576, August 31, 1954.
  - [36] Mr. Patterson, Mr. Timms, C. Stewart, M. Orcutt, M. Yoxen, M. Walker, M. Sykes, M. Parkinson, M. MacArthur, and D. Darlington, "Discussion on 'Gear measurement and allied subjects' at the British Gear Manufacturers' Association," *Inst. Prod. Eng.*

- J., vol. 34, no. 12, pp. 801–804, 1955.
- [37] K. Müller, “Rolling Gear Tester,” U.S. Patent 3 031 765, May 1, 1962.
  - [38] K. Müller, “Testing Apparatus for Total Single-Flank Composite Errors in Cylindrical Gears,” U.S. Patent 3 583 072, June 8, 1971.
  - [39] H. Spaeth, “Double-Flank Composite Error Tester,” U.S. Patent 4 550 508, Nov. 5, 1985.
  - [40] S. Matsumoto, “Double Flank Meshing Test Method,” U.S. Patent 5 689 993, Nov. 25, 1997.
  - [41] H. Bertz and P. Golder, “Double Flank Rolling Tester,” U.S. Patent 6 766 684 B2, July 27, 2004.
  - [42] Y. C. Chen and C. C. Lo, “Method for Determining the Precision of Gears,” Patent US 2014/0088891 A1, March 27, 2014.
  - [43] R. G. Munro, “Feedback from the Field,” *Gear Technol.*, vol. 23, no. 5, p. 9, 2004.
  - [44] J. D. Smith and D. B. Welbourn, “Gearing Research in Cambridge 1827-2000.” [Online]. Available: <http://www-g.eng.cam.ac.uk/125/achievements/gears/>. [Accessed: 01-Sep-2016].
  - [45] R. G. Munro, “Effect of Geometrical Errors on the Transmission of Motion between Gears,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 184, pp. 79–84, 1969.
  - [46] E. Guenter, “Single Flank Total Composite Error Test. Most Ingenious Method of Tooth Quality Control,” *Werkstatt und Betr.*, vol. 102, no. 5, pp. 283–288, 1969.
  - [47] Anon, “Design Evaluation of the Goulder-Mikron Single Flank Gear Tester,” *Eng Mater Des*, vol. 16, no. 3, pp. 31–35, 1972.
  - [48] A. Ishibashi, S. Tanaka, and T. Ueno, “Super-Precision Single-Flank Gear Testing Machine,” *Am. Soc. Mech. Eng.*, no. 77-NaN-118, 1977.
  - [49] R. G. Munro, “Review of the Single Flank Method for Testing Gears,” *Ann. CIRP*, vol. 28, no. 1, pp. 325–329, 1979.
  - [50] R. E. Smith, “What Single Flank Measurement Can Do For You,” in *AGMA Fall Technical Meeting, 84 FTM 2*, 1984, pp. 1–12.
  - [51] R. E. Smith, “Identification of gear noise with single flank composite measurement,” in *AGMA Fall Technical Meeting, 85 FTM 13*, 1985, pp. 1–18.
  - [52] R. E. Smith, “The Relationship Of Measured Gear Noise To Measured Gear Transmission Errors,” in *AGMA Fall Technical Meeting, 87 FTM 6*, 1987, pp. 1–8.
  - [53] R. E. Smith, “Solving Gear Noise Prob With Single Flank Inspection,” *Power Transmission Design*, pp. 63–67, 1990.
  - [54] W. D. Mark, “The Transfer Function Method for Gear System Dynamics Applied to Conventional and Minimum Excitation Gearing Designs,” *NASA Contract. Rep. 3626*, pp. 2–3, 1982.
  - [55] R. E. Smith, “What Is Runout, And Why Should I Worry About It?,” *Gear Technol.*, vol. 8, no. 1, pp. 43–44, 1991.
  - [56] R. Smith, “Detection of Hidden Runout,” in *AGMA Fall Technical Meeting, 95 FTM*

- 1, 1995, pp. 1–10.
- [57] Z. Zhang, T. Huang, S. Huang, D. Kang, W. Hong, R. Duan, and L. Xu, “A new kind of gear measurement technique,” *Meas. Sci. Technol.*, vol. 8, no. 7, pp. 715–720, Jul. 1997.
- [58] R. L. Thoen, “Calibration of Two-Flank Roll Testers,” *Gear Technol.*, vol. 25, no. 3, pp. 58–60, 2008.
- [59] L. Guo, K. Chen, and X. Zhai, “Error separation technique for double flank gear testing,” in *7th International Symposium on Instrumentation and Control Technology: Measurement Theory and Systems and Aeronautical Equipment*, 2008, vol. 7128, p. 71280N–71280N–6.
- [60] L. Cao, “The measuring accuracy of the multistep method in the error separation technique,” *J. Phys. E.*, vol. 22, no. 11, pp. 903–906, Nov. 1989.
- [61] S. Tong, “Two-step method without harmonics suppression in error separation,” *Meas. Sci. Technol.*, vol. 7, no. 11, pp. 1563–1568, 1996.
- [62] J. Chajda, M. Grzelka, and Ł. Mądry, “Dynamic deviation error in single flank gear testing,” *XIX IMEKO World Congr.*, pp. 1857–1862, 2009.
- [63] C.-C. Liu and K.-H. Lin, “Simulation of double flank gear rolling testing,” in *ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE2009*, 2009, vol. 6, pp. 255–262.
- [64] F. L. Litvin and A. Fuentes, *Gear Geometry and Applied Theory*. Cambridge: Cambridge University Press, 2004.
- [65] R. E. Smith, “Quality gear inspection. Part I,” *Gear Technol.*, vol. 11, no. 5, pp. 32–38, 1994.
- [66] Y. Ma, T. Wang, Z. Lou, L. Wang, and Y. Zhang, “Measuring instrument for radial composite deviations of high-precision master gear,” in *6th International Symposium on Precision Engineering Measurements and Instrumentation*, 2010, vol. 7544, p. 75445N–75445N–7.
- [67] X. Huakun, F. Ying, F. Gang, Y. Yong, and H. Wenliang, “New Way For Accuracy Measurement Of Fine-Pitch Gears In Batch Production,” in *4th International Seminar on Modern Cutting and Measurement Engineering*, 2010, vol. 7997, p. 79971A–79971A–6.
- [68] M. Cui and W. Y. Deng, “Application of Error Separation Technique on the Virtual Detector of Gear Error,” *Adv. Mater. Res.*, vol. 538–541, pp. 3038–3042, Jun. 2012.
- [69] E. Reiter and F. Eberle, “Practical Considerations for the Use of Double-Flank Testing for the Manufacturing Control of Gearing - Part I,” *Gear Technol.*, vol. 31, no. February, pp. 44–51, 2014.
- [70] E. Reiter and F. Eberle, “Practical Considerations for the Use of Double-Flank Testing for the Manufacturing Control of Gearing - Part II,” *Gear Technol.*, vol. 31, no. April, pp. 60–69, 2014.
- [71] Z. Shi and J. Tang, “Research On A Measurement Principle Of The Double-Flank Gear Rolling Test With Many Degrees Of Freedom For Fast Inspection,” in *7th International Symposium on Instrumentation and Control Technology: Sensors and*

- Instruments, Computer Simulation, and Artificial Intelligence*, 2008, vol. 7127, p. 71271C–71271C–6.
- [72] Z. Shi, J. Tang, H. Wei, Y. Gao, and C. Liu, “Gear in-line measuring machine based on double-flank gear rolling test with multi-degrees of freedom,” *Chinese J. Sci. Instrum.*, vol. 30, no. 2, pp. 303–307, 2009.
- [73] J. Tang and Z. Shi, “Repeatability test of in-line gear measuring machine,” in *7th International Symposium on Precision Engineering Measurements and Instrumentation*, 2011, vol. 8321, p. 832115.
- [74] Z.-Y. Shi and X. Zhang, “Development and application of gear single-flank testing technology,” *Tool Eng.*, vol. 42, no. 3, pp. 10–15, 2008.
- [75] Y. Kang, Z. Shi, and J. Lin, “The Gear Pair Integration Error Curve And Its Atlas,” in *Proceedings of the Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE)*, 2008, vol. 7128, p. 71281V–71281V–8.
- [76] Z. Shi, W. Zhang, and H. Qu, “Development of measuring machine based on single-flank testing for fine-pitch gears,” *Yi Qi Yi Biao Xue Bao/Chinese J. Sci. Instrum.*, vol. 32, no. 4, pp. 913–919, 2011.
- [77] Z.-Y. Shi, H.-F. Qu, and W.-N. Zhang, “Design Of Single-Flank Rolling Tester For Fine-Pitch Gears,” *J. Beijing Univ. Technol.*, vol. 37, no. 4, pp. 481–486, 2011.
- [78] J. Tang, Z. Y. Shi, and Z. Q. Fang, “Novel Measuring Principle of Pitch Deviation Evaluated through Double-Flank Gear Rolling Test with Rack Probe,” in *Key Engineering Materials*, 2012, vol. 523–524, pp. 832–835.
- [79] J. Tang, Z. Shi, and Z. Fang, “Novel measurement principle of profile deviations evaluated through double-flank rolling test with rack probe,” in *8th International Symposium on Precision Engineering Measurements and Instrumentation*, 2013, vol. 8759, p. 87591P.
- [80] Z. Shi, X. Lu, C. Chen, and J. Lin, “Development of transmission error tester for face gears,” in *Proc. SPIE 8916, Sixth International Symposium on Precision Mechanical Measurements*, 2013, vol. 8916, no., p. 891605.
- [81] A. Albers, N. Burkardt, T. Deigendesch, C. Ellmer, and S. Hauser, “Validation of micromechanical systems,” *Microsyst. Technol.*, vol. 14, no. 9–11, pp. 1481–1485, Mar. 2008.
- [82] A. Albers, T. Deigendesch, H.-G. Enkler, S. Hauser, P. Leslabay, and J. Oerding, “An integrated approach for validating micro mechanical systems based on simulation and test,” *Microsyst. Technol.*, vol. 14, no. 12, pp. 1781–1787, May 2008.
- [83] A. Albers, P. Börsting, T. Deigendesch, H.-G. Enkler, and P. Leslabay, “Micro gear validation: improving the correlation between virtual and physical testing,” *Microsyst. Technol.*, vol. 16, no. 8–9, pp. 1529–1535, Jan. 2010.
- [84] F. Du, J. Lu, X. Zhao, H. Yang, and W. Li, “Research on virtual single-flank-meshing measurement of micro spur gear,” in *2010 International Conference on Computer Application and System Modeling (ICCASM 2010)*, 2010, vol. 13, pp. V13-48-V13-51.
- [85] Y.-C. Liu, N.-C. An, S.-H. Yang, S.-Z. Yan, and S.-L. Chen, “The study of double flank micro gear roll testing,” in *7th International Symposium on Precision Engineering*

*Measurements and Instrumentation*, 2011, vol. 8321, p. 83212B.

- [86] D. P. Townsend, "Gear Tolerances," in *Dudley's Gear Handbook*, 1st ed., McGraw-Hill, 1991, p. 7.1-7.45.
- [87] "www.iso.org." [Online]. Available: [http://www.iso.org/iso/home/standards\\_development/list\\_of\\_iso\\_technical\\_committees/iso\\_technical\\_committee.htm?commid=49212](http://www.iso.org/iso/home/standards_development/list_of_iso_technical_committees/iso_technical_committee.htm?commid=49212). [Accessed: 01-Sep-2016].
- [88] "ISO 1328:1975 Parallel involute gears - ISO system of accuracy." 1975.
- [89] "ANSI/AGMA 2000-A88 Gear Classification and Inspection Handbook." 1988.
- [90] E. Lawson, "New ANSI/AGMA accuracy standards for gears..," *Gear Technol.*, vol. 21, no. 2, pp. 22–26, 2004.
- [91] "ANSI/AGMA 2015-2-A06 Accuracy Classifications System - Radial Measurements for Cylindrical Gears." 2006.
- [92] E. Reiter, "Towards an improved AGMA accuracy classification system on double flank composite measurements," in *AGMA Fall Technical Meeting, 11 FTM 03*, 2011, pp. 30–43.
- [93] "DIN 3974-1:1995 Accuracy of worms and worm gears - Part 1: General bases." 1995.
- [94] "DIN 3974-2:1995 Accuracy of worms and worm gears - Part 2: Tolerances for individual errors." 1995.
- [95] "ANSI/AGMA 2009-B1:2001 Bevel gear classification, Tolerances and measuring methods." 2001.
- [96] "ANSI/AGMA 2116-A05 Evaluation of Double Flank Testers for Radial Composite Measurement of Gears." 2005.
- [97] "AGMA 935-A05 Recommendations Relative to the Evaluation of Radial Composite Gear Double Flank Testers." 2005.
- [98] "RWZ E 10 2014: Double flank gear roll inspection machines." Freenco, 2014.
- [99] "DIN 3960:1980 Definitions on involute cylindrical gears and gear pairs- Classification of the equations." 1980.
- [100] "D6M0620G0: The new line of gear inspection systems and machines." Marposs, 2005.
- [101] "Freenco GmbH." [Online]. Available: <http://freenco.de/>. [Accessed: 01-Sep-2016].
- [102] "Geartec.cz sro." [Online]. Available: <http://www.geartec.cz/>. [Accessed: 01-Sep-2016].
- [103] "Marposs SpA." [Online]. Available: <http://www.marposs.com/>. [Accessed: 01-Sep-2016].
- [104] "Gleason Corporation." [Online]. Available: <http://www.gleason.com/>. [Accessed: 01-Sep-2016].
- [105] "Klingelnberg Group." [Online]. Available: <http://www.klingelnberg.com/>. [Accessed: 01-Sep-2016].
- [106] "MSB 2640: 360T Universal Gear Tester." Gleason Corporation, 2013.

- [107] P. Schellekens, N. Rosielle, H. Vermeulen, M. Vermeulen, S. Wetzels, and W. Pril, “Design for Precision: Current Status and Trends,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 47, no. 2, pp. 557–586, 1998.
- [108] A. Bewoor and V. A. Kulkarni, *Metrology and measurement*. Tata McGraw-Hill Education, 2009.
- [109] “ANSI/AGMA 2111-A98 Cylindrical wormgearing tolerance and inspection methods.” 1998.
- [110] “ANSI/AGMA 2011-A98 Cylindrical Wormgearing Tolerance and Inspection Methods.” 1998.
- [111] “Angle Encoders - With integral bearing.” Heidenhain, 2013.
- [112] “Length Gauges.” Heidenhain, 2014.
- [113] “Linear Encoders - For numerically controlled machine tools.” Heidenhain, 2014.
- [114] “DFF TI 04 2011 EN - Faulhaber Technical Information.” Faulhaber, 2011.
- [115] R. C. Frazer, “Measurement Uncertainty in Gear Metrology,” Ph.D. dissertation, Newcastle University, UK, 2007.
- [116] “DUCOP.03 Involute Gear Measurement.” British Gear Association.
- [117] “DUCOP.04 Checking the Reproducibility of Gear Measuring.” British Gear Association.
- [118] “DUCOP.05/1 Verifying the Accuracy of Gear Measuring Machines: Part 1.” British Gear Association.
- [119] “DUCOP.05/2 Verifying the Accuracy of Gear Measuring Machines: Part 2.” .
- [120] “ANSI/AGMA 2010-A94 Measuring Instrument Calibration – Part 1, Involute Measurement.” .
- [121] “ANSI/AGMA 2113-A97, Measuring Instrument Calibration, Gear Tooth Alignment Measurement.” .
- [122] “ANSI/AGMA 2114-A98 Measuring Instrument Calibration, Gear Pitch and Runout Measurement.” .
- [123] “AGMA 931-A2 Calibration of Gear Measuring Instruments and Their Application to the Inspection of Product Gears.” 2002.
- [124] “ISO 18653:2003 Gears - Evaluation of instruments for the measurement of individual gears.” 2003.
- [125] “ISO/TR 10064-5:2005 Code of inspection practice - Part 5: Recommendations relative to evaluation of gear measuring instruments.” 2005.
- [126] “ISO/IEC 17025:2005 General Requirements for the Competence of Testing and Calibration Laboratories.” 2005.
- [127] H. Schwenke, W. Knapp, H. Haitjema, A. Weckenmann, R. Schmitt, and F. Delbressine, “Geometric error measurement and compensation of machines—An update,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 57, no. 2, pp. 660–675, Jan. 2008.
- [128] W. Knapp, “Measurement Uncertainty and Machine Tool Testing,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 51, no. 2, pp. 459–462, 2002.

- [129] R. Bicker, R. C. Frazer, and D. Wehrneyer, "Verifying position errors in CNC gear measuring instruments using a laser interferometer with dynamic data capture software," in *Laser Metrology & Machine Performance V*, vol. 34, 2001, pp. 345–354.
- [130] R. C. Frazer and J. Hu, "Methods of testing calibration equipment in the UK's national gear metrology laboratory," in *Laser Metrology & Meachine Performance III*, 1997, vol. 16, pp. 231–241.
- [131] "ISO 230-1:2012 Test code for machine tools - Part 1: Geometric accuracy of machines operating under no-load or quasi-static conditions." 2012.
- [132] "ISO 230-2:2014 Test code for machine tools - Part 2: Determination of accuracy and repeatability of positioning of numerically controlled axes." 2014.
- [133] "ISO 841:2001 Industrial automation systems and integration - Numerical control of machines - Coordinate system and motion nomenclature." 2001.
- [134] W. Knapp, "Tolerance and uncertainty," in *Laser Metrology & Machine Performance V*, vol. 34, 2001, pp. 357–366.
- [135] Joint Committee for Guides in Metrology, "JCGM 100:2008 Evaluation of measurement data: Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM 1995 with minor corrections)," no. September. 2008.
- [136] G. W. Michalec, *Precision Gearing: Theory and Practice*. Wiley, 1966.
- [137] "ISO/IEC 17043:2010 Conformity assessment - General requirements for proficiency testing." 2010.
- [138] R. C. Frazer and D. A. Hofmann, "International gear metrology round robin," in *Laser Metrology & Meachine Performance IV*, 1999, pp. 205–214.
- [139] R. C. Frazer, R. Bicker, B. Cox, H. Harary, and F. Härtig, "An international comparison of involute gear profile and helix measurement," *Metrologia*, vol. 41, no. 1, pp. 12–16, Feb. 2004.
- [140] K. Kniel, "EURAMET Supplementary Comparison EURAMET.L-S24 Involute Gear Standards Final Report October 2013," 2013.
- [141] K. Kniel, N. Chanthawong, N. Eastman, R. Frazer, V. Kupko, S. Osawa, and Z. Xue, "Supplementary comparison EURAMET.L-S24 on involute gear standards.," *Metrologia*, vol. 51, no. 1A, 2014.
- [142] F. Härtig and K. Kniel, "First international involute gear comparison," *Gear Technol.*, vol. 31, no. August, pp. 80–84, 2014.
- [143] A. Lewis, "Running of MRA comparisons in length metrology and monitoring their impact on CMCs," pp. 1–20, 2012.
- [144] "ISO 14253-2:2011 Geometrical product specifications (GPS) - Inspection by measurement of workpieces and measuring equipment - Part 2: Guidance for the estimation of uncertainty in GPS measurement, in calibration of measuring equipment and in product verif." 2011.
- [145] W. Woger, "Remarks on the En-criterion used in measurement comparisons," *PTB-MITTEILUNGEN*, vol. 109, no. 1, pp. 24–27, 1999.

