

TESIS DOCTORAL

2019

**DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN
METROLÓGICA DE UN NUEVO PATRÓN DE
TRANSFERENCIA PARA LA MAGNITUD PAR
DE TORSIÓN EN EL RANGO DE LOS MN·m**

RAQUEL MARÍA LORENTE PEDREILLE

**PROGRAMA DE DOCTORADO EN TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES**

Directores:

Dr. MIGUEL ÁNGEL SEBASTIÁN PÉREZ

Dra. MARÍA ANA SÁENZ NUÑO

Dra. MARÍA NIEVES MEDINA MARTÍN

DISEÑO Y CARACTERIZACIÓN METROLÓGICA DE UN
NUEVO PATRÓN DE TRANSFERENCIA PARA LA
MAGNITUD PAR DE TORSIÓN EN EL RANGO DE LOS
MN·m

RAQUEL MARÍA LORENTE PEDREILLE

Ingeniera Industrial Universidad Pontificia Comillas (ICAI)

2019

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a Miguel Ángel Sebastián, María Ana Sáenz Nuño y María Nieves Medina, directores y mentores de esta investigación y esta doctoranda, el inestimable apoyo y orientación que me han brindado a lo largo de esta investigación. Su esfuerzo y dedicación constantes han hecho posible llevar a término esta tesis. Gracias por vuestra confianza en mí, por vuestros acertados consejos y vuestra guía a lo largo de este camino.

La presente tesis ha sido desarrollada bajo la tutela de la Escuela Internacional de Doctorado de la Universidad Nacional de Educación a Distancia (EIUNED), a la cual deseo agradecer el apoyo prestado a lo largo de esta investigación.

La investigación se desarrolló en el seno del proyecto EMPIR 14IND14 “*Torque in the MN-m range*”, impulsada por EURAMET. Me gustaría agradecer al programa EMPIR la oportunidad de participar en una iniciativa tan enriquecedora. Así mismo, me gustaría agradecer al resto de colaboradores del proyecto su apoyo, su profesionalidad y su ayuda a lo largo de este proyecto.

Me gustaría dedicar un agradecimiento especial a los colaboradores del PTB, que además de ser un gran apoyo en lo profesional, lo fueron también en lo personal durante la estancia científica realizada en su centro. Querría agradecer especialmente a Gisa Foyer, Andreas Brüge, Katja Rossignol y Rolf Kumme por el trato recibido, sus consejos y orientación durante ese tiempo.

Me gustaría agradecer al Centro Español de Metrología la formación, respaldo y vivencias que me ha brindado a lo largo de los años. A mis compañeros, les agradezco la ayuda y el cariño que he recibido de ellos. A mis compañeros del Laboratorio de Fuerza y Par les agradezco especialmente su apoyo y su generosidad al compartir conmigo su experiencia en este ámbito.

A José Luis, Manuela, Pedro Luis y José Manuel, porque sé que estarían orgullosos de este logro.

A mi familia y amigos, por ser los pilares a los que siempre puedo acudir. Gracias a todos por vuestro cariño y energía, que me han permitido alcanzar la meta.

A Fernando, por estar a mi lado en cada momento de este trayecto y tener fe ciega en que lo culminaría. Gracias por ser mi apoyo y creer en mí.

A mis padres y mi hermana, que me han acompañado en cada paso del camino, desde mucho antes de comenzar esta aventura, y que seguirán siendo mi apoyo mucho después. Gracias por enseñarme la paciencia, la constancia y el buen ánimo que han hecho posible alcanzar mis objetivos. Todo lo que soy os lo debo a vosotros, gracias por vuestro apoyo y amor incondicional.

Índice General

Capítulo 1. Introducción	1
1.1. Introducción	1
1.2. Objetivos y estructura de la Tesis	6
1.2.1. Objetivos	6
1.2.2. Estructura	8
1.3. Tecnologías actuales para la medición la fuerza y el par	10
1.3.1. Importancia de la trazabilidad.....	10
1.3.2. La magnitud fuerza y su diseminación	11
1.3.3. La magnitud par y su diseminación	16
Capítulo 2. Definición del nuevo patrón de transferencia	21
2.1. Bancos de ensayos de nacelles: Características y requisitos	23
2.1.1. Descripción y componentes de los bancos de ensayo de nacelles	23
2.1.2. Etapas de la cadena de transmisión.....	26
2.1.3. Condiciones de operación especiales en bancos de ensayo de nacelles.....	27
2.1.4. Requisitos generales del patrón de transferencia del par	29
2.1.5. Requisitos técnicos para el diseño del patrón de transferencia	30
2.2. Principio de funcionamiento del patrón propuesto.....	35
2.3. Diseño preliminar del patrón de transferencia propuesto.....	37
2.3.1. Adaptación a las características de los bancos de ensayo	37
2.3.2. Diseño preliminar. Componentes del sistema.	39
2.3.3. Definición geométrica del sistema completo original.....	48
2.4. Evaluación por elementos finitos del sistema diseñado	51
2.4.1. Condiciones del estudio	51
2.4.2. Determinación del caso de carga crítico	52
2.4.3. Estudio de materiales.....	56
2.4.4. Resultados del estudio preliminar del patrón.....	59

Capítulo 3. Selección y análisis del transductor de fuerza. ... 61

3.1. Estudio del transductor de fuerza62

3.1.1. Criterios de selección de los transductores 62

3.1.2. Estudio de las características mecánicas..... 63

3.1.3. Análisis comparativo de las características mecánicas y metrológicas..... 67

3.2. Estudios de posibles efectos sobre la medición del par en los bancos de ensayo: reproducción a pequeña escala.....72

3.2.1. Ensayos preliminares con el equipo del laboratorio 72

3.2.2. Efecto de distintos filtros sobre las mediciones de par a pequeña escala..... 76

3.2.3. Ensayos con ciclos de cargas variables..... 84

Capítulo 4. Caracterización del brazo palanca..... 93

4.1. Adaptación del brazo de medición al transductor comercial elegido94

4.2. Optimización del brazo: rediseño y análisis de viabilidad97

4.2.1. Parámetros analizados durante el estudio de modificaciones del brazo. 98

4.2.2. Modificaciones propuestas para el rediseño del brazo 100

4.2.3. Optimización del brazo y análisis de los diseños propuestos 104

4.3. Estudio de la variación de la longitud ante influencias durante la operación 129

4.3.1. Influencias consideradas 129

4.3.2. Efectos de las distintas influencias por separado 129

4.3.3. Efectos de las distintas influencias combinadas 132

Capítulo 5. Resultados de la caracterización mecánica y metrológica del patrón de transferencia..... 137

5.1. Adaptación y optimización del diseño del patrón de transferencia completo 139

5.1.1. Adaptación del sistema a las nuevas dimensiones del transductor de medida. 139

5.1.2. Optimización de las componentes adicionales del patrón de transferencia 143

5.1.3. Selección e integración de rodamientos 155

5.1.4.	Adaptación de la geometría del transductor.	160
5.1.5.	Validación de los estudios de simulación. Estudios de convergencia.....	172
5.1.6.	Estudio de las reacciones en el transductor.....	173
5.1.7.	Definición de las fuerzas de contacto. Unión del conjunto.....	177
5.2.	Caracterización metrológica del patrón de transferencia. Evaluación de influencias.	182
5.2.1.	Características del estudio de influencias. Futuras contribuciones de incertidumbre.....	182
5.2.2.	Resultados del estudio de influencias.....	186
Capítulo 6.	Estimación de incertidumbres en el patrón de transferencia	197
6.1.	Modelo para la estimación de incertidumbres del patrón de transferencia	199
6.1.1.	Datos empleados para la estimación de las distintas contribuciones: datos técnicos	205
6.1.2.	Datos para la estimación de las distintas contribuciones: resultados de simulación por elementos finitos.....	207
6.2.	Incertidumbres de las componentes del par	211
6.2.1.	Resultados parciales: Longitud del brazo (I)	212
6.2.2.	Resultados parciales: Fuerza de medición (II).....	215
6.2.3.	Resultados parciales: Momento flector local residual (III).....	219
6.3.	Incertidumbre de la medición del par efectuada por el patrón de transferencia	223
Capítulo 7.	Conclusiones y líneas de futuro desarrollo.....	227
7.1.	Conclusiones generales	228
7.2.	Conclusiones particulares de la investigación	229
7.3.	Líneas de futuro desarrollo.....	230
Capítulo 8.	Bibliografía	231

Lista de figuras

Figura 1.1. Muestra del aumento de los diámetros de los aerogeneradores en los últimos años (Linul et al., 2013)	2
Figura 1.2. Logos del programa EMPIR (izquierda) y el proyecto EMPIR 14IND14 (derecha).....	3
Figura 1.3. Institutos participantes en el proyecto EMPIR 14IND14.....	3
Figura 1.4. Impacto de las mediciones sobre la eficiencia de la generación de energía eólica.....	4
Figura 1.5. Objetivos de desarrollo sostenible (ODS) marcados por Naciones Unidas.	4
Figura 1.6 Ejemplo de una cadena de trazabilidad, aplicable a las magnitudes fuerza y par (CEM, 2008).....	11
Figura 1.7. Máquinas patrón de fuerza de carga directa (y nueva máquina de fuerza hidráulica de 10 MN en desarrollo) en el CEM.....	13
Figura 1.8. Esquema y foto de la máquina de fuerza hidráulica y sistema Build-up en el CEM (Robles Carbonell et al., 1998).	14
Figura 1.9. Ejemplo de máquina patrón de amplificación por palanca en el NPL (Jain et al., 2012).	14
Figura 1.10. Ejemplo de un sistema de múltiples transductores (9) de GTM (Kolwinski & Schwind, 2014).	15
Figura 1.11. <i>Máquina patrón de par de carga directa en el CEM</i>	17
Figura 1.12. Máquinas de par electromecánica por comparación (izquierda 5 kN·m, derecha 20 N·m).....	18
Figura 2.1 Componentes de un banco de ensayos de nacelles (Fotografía por cortesía de CENER).....	24
Figura 2.2 Sistema de aplicación de cargas (LAS) (Bosse et al., 2013).	24
Figura 2.3. Detalle de los anclajes del banco de ensayos de aerogeneradores de CENER (web oficial).	25

Figura 2.4 Etapas de la cadena de transmisión del NTB. Zonas de medida (Kock, Jacobs, Bosse, & Weidinger, 2017).....	26
Figura 2.5. Diagrama de Ishikawa de las posibles influencias en un patrón de transferencia del par basado en medias de fuerza y longitud (Foyer & Kahmann, 2018a)	33
Figura 2.6. Principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca, donde “M” es el par generado que se desea medir, “l” la longitud de un brazo acoplado al eje de giro donde se genera el par y “F” la fuerza de reacción medida por un transductor de fuerza.....	35
Figura 2.7. Esquema de medición del par mediante brazo y transductor de fuerza.	36
Figura 2.8. Medición del par en un banco de motores (Imagen cortesía de HBM) ..	36
Figura 2.9. Posición del SFP en el banco de ensayos	37
Figura 2.10. Concepción del SFP.....	39
Figura 2.11. Componentes del SFP con bridas “built-in” para su conexión al NTB: a) brida de salida, a) brida de entrada	40
Figura 2.12. Diseño preliminar del SFP, incluyendo Soporte interno (en el centro del conjunto) para la transmisión de las cargas parásitas	41
Figura 2.13. Bridas de entrada y salida.....	42
Figura 2.14. “FixSide”: incluye la Brida de Entrada “InFlange”, el soporte interno del SFP y los transductores de fuerza junto con sus soportes.....	42
Figura 2.15. Subconjuntos del SFP. Dirección de transmisión del par desde el banco de ensayos hasta la nacelle, pasando por el SFP.....	42
Figura 2.16. Vista esquemática de las componentes del par en cada pareja brazo/transductor	43
Figura 2.17. Capturas de la transmisión del movimiento del SFP	44
Figura 2.18. Modelo de transductor para el SFP preliminar	45
Figura 2.19. Soporte para transductores.....	46
Figura 2.20. Ranurados para posicionamiento de los soportes (vista general a la izquierda, vista en detalle a la derecha)	47
Figura 2.21. Soporte interno del SFP	48
Figura 2.22. Vista explosionada del SFP preliminar	48

Figura 2.23. Resumen de las distintas relaciones de posición incluidas en la definición del SFP.	49
Figura 2.24. Muestra del efecto de las cargas ante distintas posiciones de rotación del SFP.....	53
Figura 2.25. Muestra de sujeciones y combinaciones de cargas en el FixSide (izquierda) y LeverSide (derecha).....	53
Figura 2.26. Resultados del estudio de las combinaciones de carga sobre el SFP	55
Figura 3.1. Dimensiones del soporte del transductor.....	65
Figura 3.2. Transductor seleccionado para su empleo en el Sistema de Fuerza Palanca.....	71
Figura 3.3. Equipo empleado durante la estancia en el PTB.....	73
Figura 3.4. Valor “cero” obtenido para ensayos a distintas velocidades (media y desviación)	75
Figura 3.5. Valor “máximo” obtenido para ensayos a distintas velocidades (media y desviación)	75
Figura 3.6. Señal a carga nula y su transformada de Fourier.....	77
Figura 3.7. Señal a una determinada carga estática y señal procesada eliminando la tendencia (800 N·m).	77
Figura 3.8. Transformada de Fourier para la señal en un determinado punto de carga estática (800 N·m).	78
Figura 3.9. Señal original y sin tendencia, obtenida a partir de una aplicación de carga rápida (rampa de incremento); a la derecha, transformada de Fourier de la misma señal (up, speed 20 s).	78
Figura 3.10. Señal original y sin tendencia, obtenida a partir de una retirada de carga rápida (rampa de decremento); a la derecha, transformada de Fourier de la misma señal (down, speed 20 s).....	79
Figura 3.11. Señal original y sin tendencia, obtenida a partir de una aplicación de carga estable (rampa de incremento); a la derecha, transformada de Fourier de la misma señal (up, speed 90 s).	79
Figura 3.12. Señal original y sin tendencia, obtenida a partir de una retirada de carga estable (rampa de decremento); a la derecha, transformada de Fourier de la misma señal (down, speed 90 s).....	80

Figura 3.13. Ejemplo de ajuste de una curva de calibración.....	81
Figura 3.14. Variación de los coeficientes del polinomio de ajuste para las distintas combinaciones de filtro y velocidad de medición consideradas.	82
Figura 3.15. Valores “cero” obtenidos para distintas combinaciones de filtros y velocidades (media y desviación).....	83
Figura 3.16. Valores máximos obtenidos para distintas combinaciones de filtros y velocidades (media y desviación).....	83
Figura 3.17. Ejemplo de una secuencia de carga de una calibración “stepwise” (Weidinger, Foyer, Kock, et al., 2018b).	84
Figura 3.18. Ciclo de carga tradicional frente a un ciclo de carga variable aleatorio	86
Figura 3.19. Estudio de cargas variables observando en detalle la parte inferior del rango del equipo.	88
Figura 3.20. Estudio de cargas variables observando en detalle la parte superior del rango del equipo.	88
Figura 3.21. Comparación de resultados para ensayo de rango completo: con calibración tradicional y con ciclo de carga variable	89
Figura 3.22. Comparación de resultados para ensayo de alto rango: con calibración tradicional y con ciclo de carga variable.....	90
Figura 3.23. Comparación de resultados para ensayo de bajo rango: con calibración tradicional y con ciclo de carga variable.....	90
Figura 4.1. Vista explosionada del SFP original – brazo palanca original (en azul). ..	94
Figura 4.2. Muestra detallada del brazo original (analizado mediante herramientas FEM).....	95
Figura 4.3. Distancia al eje de transmisión del SFP original.....	95
Figura 4.4. Nueva distancia al centro, debida a las nuevas dimensiones del transductor (visto en subconjunto “FixSide”).....	96
Figura 4.5. Variación de la longitud del brazo debida a las nuevas dimensiones del transductor y el brazo (visto en el subconjunto“LeverSide”)	96
Figura 4.6. Ejemplo de como quedarían aplicadas las cargas (rosa) y sujetiojnes (verde) sobre el brazo o Brida de entrada.....	98
Figura 4.7. Ejemplod e los resultados obtenidos para los desplazamientos direccionales en las caras de contacto del brazo	99

Figura 4.8. Zonas donde se concentraron las modificaciones del brazo.....	100
Figura 4.9. Ancho total del sistema	101
Figura 4.10 Primera etapa de modificaciones	102
Figura 4.11. Segunda etapa: vaciados y vaciados simétricos.....	102
Figura 4.12. Tercera etapa del proceso de mejora: aumento del tamaño de los vaciados	103
Figura 4.13. Cuarta etapa: vaciados en las superficies no críticas de la brida	103
Figura 4.14. Última etapa: perfeccionamiento del diseño mediante combinación de pequeñas modificaciones.....	103
Figura 4.15. Ajuste de las dimensiones del brazo tras la selección de un nuevo transductor	108
Figura 4.16. Contorno de los vaciados de los brazos empleado orginialmente y nuevo contorno de mayores dimensiones	113
Figura 4.17. Vaciasos simétricos de 250 mm, equivalentes a un agujero pasante por todo el espesor	115
Figura 4.18. Vaciados en las zonas no críticas de la brida	116
Figura 4.19. Distribución de las tensiones de von Mises para el Caso 12c10	118
Figura 4.20, Modificaciones en el caso 12c10b	119
Figura 4.21 Modificaciones del caso 12c10c	120
Figura 4.22. Estudio del desplazamiento para los casos planteados hasta ese momento (*Casos con vaciados no pasantes, nervios en la zona central: Caso 11c9 y 12c9)	121
Figura 4.23. Muestra de las modificaciones aplicadas para obtener los diseños 12c10f y 12c10g	124
Figura 4.24. Diferencias entre vaciados simétricos con nervio central (derecha) y pasantes (izquierda).....	124
Figura 4.25. Evolución del diseño del brazo: desde la propuesta original hasta la versión optimizada.....	125
Figura 4.26. Tensiones de von Mises resultantes en el caso seleccionado, Caso 12c10f	126
Figura 4.27. Desplazamiento direccional UY en el brazo.....	127
Figura 4.28. Desplazamiento direccional UX en el brazo.....	127

Figura 4.29. Efecto de las distintas influencias al considerarlas por separado	130
Figura 4.30. Estudio de los desplazamientos provocados por las distintas influencias	131
Figura 4.31. Efecto de las distintas influencias combinadas.....	132
Figura 4.32. Muestra de la dirección en la que se produce la deformación del brazo ante las cargas y las distintas temperaturas consideradas.....	133
Figura 4.33. Estudio de los desplazamientos provocados por las distintas combinaciones de influencias	134
Figura 5.1. SFP originalmente diseñado	140
Figura 5.2. SFP con transductores de HBM, soportes adaptados	140
Figura 5.3. SFP con los nuevos transductores de HBM y el brazo optimizado.....	140
Figura 5.4. Comparativa entre el transductor comercial seleccionado (izquierda) y el originalmente empleado en el diseño preliminar del SFP (derecha).....	141
Figura 5.5. Soporte adaptado al transductor comercial seleccionado.....	141
Figura 5.6. Variación de la posición de los agujeros para los soportes.....	142
Figura 5.7. Variación de la posición de salida de las conexiones del transductor... ..	142
Figura 5.8. SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados	144
Figura 5.9. Tensión de von Mises: Estudio FEM del SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados	145
Figura 5.10. Tensión de von Mises en los transductores (resultado del “Estudio FEM del SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados”)	145
Figura 5.11. Tensión de von Mises en el resto del SFP, omitiendo las tensiones en los transductores (resultado del “Estudio FEM del SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados”).....	146
Figura 5.12. Fuerza de reacción en el transductor. (resultado del “Estudio FEM del SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados”)	147
Figura 5.13. Fuerzas laterales soportadas por el transductor según su fabricante	147
Figura 5.14. Versión simplificada del transductor comercial.....	148
Figura 5.15. Corte de sección: Ancho total de la pieza.....	148

Figura 5.16. Modificaciones en la “Zona de montaje de los soportes” de la Brida de entrada: Caso original (500 mm ancho total) y primera reducción (350 mm ancho) 149

Figura 5.17. Modificaciones en la longitud del Soporte Interno: Caso original (500 mm) y primera reducción (350 mm) 150

Figura 5.18. Tensión de von Mises presente en el Soporte Interno (estudio del SFP completo, empleando transductor simplificado e incluyendo las nuevas versiones del Soporte interno y la brida de entrada) 151

Figura 5.19. Tensión de von Mises presente en la Brida de Entrada (estudio del SFP completo, empleando transductor simplificado e incluyendo las nuevas versiones del Soporte interno y la brida de entrada) 151

Figura 5.20. Tensiones de von Mises en el SFP completo, incluyendo las nuevas versiones de la Brida de Entrada y el Soporte Interno (transductor simplificado) . 152

Figura 5.21. Tensiones de von Mises en los transductores (simplificados), incluyendo las nuevas versiones de la Brida de Entrada y el Soporte Interno (transductor simplificado)..... 152

Figura 5.22. Modificaciones en la “Zona de montaje de los soportes” de la Brida de entrada: Caso anterior (350 mm ancho total) y segunda modificación (250 mm ancho total)..... 153

Figura 5.23. Modificaciones en la longitud del Soporte Interno: Caso anterior (350 mm) y segunda modificación (250 mm) 153

Figura 5.24. Tensión de von Mises presente en la Brida de Entrada (estudio del SFP completo, empleando transductor simplificado e incluyendo las nuevas versiones del Soporte interno y la brida de entrada) 154

Figura 5.25. Tensión de von Mises presente en el Soporte Interno (estudio del SFP completo, empleando transductor simplificado e incluyendo las nuevas versiones del Soporte interno y la brida de entrada) 154

Figura 5.26. Vista del “rodamiento virtual” aplicado al SFP (en naranja) 155

Figura 5.27. Sistema de importación y selección de rodamientos (Solidworks) 156

Figura 5.28. Ejemplo de pareja de rodamientos instalado en el SFP 157

Figura 5.29. Adaptación del brazo/brida de entrada a las dimensiones de los rodamientos seleccionados..... 158

Figura 5.30. Adaptación del soporte interno a las dimensiones de los rodamientos seleccionados	158
Figura 5.31. Tensión de von Mises resultante en el rodamiento SKF 32064 (estudio del SFP completo, con todas sus piezas originales adaptadas y optimizadas, transductores simplificados)	159
Figura 5.32. Tensión de von Mises resultante en el rodamiento SKF 6064 (estudio del SFP completo, con todas sus piezas originales adaptadas y optimizadas, transductores simplificados)	160
Figura 5.33. Muestra del SFP tras aplicar el mallado	161
Figura 5.34. Plano facilitado por el fabricante del transductor	161
Figura 5.35. Detalle del mallado generado por el programa	162
Figura 5.36. Interior de una célula de carga (imagen propiedad de TEKSCAN, sitio web)	163
Figura 5.37. CAD del fabricante (izquierda) y Trd V1, Caso 0, una versión adaptada eliminando pequeñas geometrías (derecha)	167
Figura 5.38. Vista de la deformación sufrida por los transductores (Trd V1)	168
Figura 5.39. Modificaciones de la unión del transductor. De izquierda a derecha: Caso 0 – Trd V1, Trd V1b, Trd V1b2, Trd V1b3.	168
Figura 5.40. Distintas alternativas para la optimización del soporte de los transductores	170
Figura 5.41. Propuesta de modificación de la brida	170
Figura 5.42. Modificaciones del soporte del transductor. De izquierda a derecha: Caso 0 – Trd V1, Trd V1c, Trd V1c2, Trd V1c3.....	171
Figura 5.43. Distintos tamaños de malla	173
Figura 5.44. Muestra de las reacciones observadas en uno de los transductores..	175
Figura 5.45. Momentos flectores locales en la misma dirección del par torsor del NTB aplicado al patrón de transferencia	176
Figura 5.46. Transductores del SFP y sus fuerzas de reacción (eje y sentido)	185
Figura 5.47. Fuerzas medidas y momentos flectores en los transductores para cada influencia considerada	188
Figura 5.48. Todas las reacciones (fuerza y momentos flectores) en cada transductor ante las distintas influencias	190

Figura 5.49. Dirección y sentido de las cargas de operación para el caso de carga crítico (LC2.9)	191
Figura 5.50. Variación de la longitud del brazo ante la presencia de las distintas influencias consideradas	194
Figura 6.1. Etapas del modelo de incertidumbres	200
Figura 6.2. Relación entre las contribuciones de incertidumbre consideradas en las distintas etapas del proyecto	201
Figura 6.3. Peso de las distintas contribuciones de la incertidumbre de la componente “Longitud del brazo”, ul	214
Figura 6.4. Peso de las contribuciones debidas a las influencias, sin considerar la calibración del brazo	214
Figura 6.5. Peso de las contribuciones a la incertidumbre de la componente “Fuerza de medición”, ull	218
Figura 6.6. Peso de las contribuciones de incertidumbre de la componente “Momento flector local residual”. ulll	222
Figura 6.7. Peso de las incertidumbres debidas a las distintas componentes implicadas en la medida del par de torsión.....	226

Lista de tablas

Tabla 2.1. Cargas previstas en los bancos de ensayo de nacelles (par puro y par puro + cargas parásitas).....	31
Tabla 2.2. Materiales propuestos por los operadores de los NTB (ASM, 1990).....	32
Tabla 2.3. Materiales propuestos y máxima tensión permitida considerando un coeficiente de seguridad del 30 %.....	32
Tabla 2.4. Distintas combinaciones de carga consideradas en el SFP.....	54
Tabla 2.5. Características concretas de los materiales A y B considerados	57
Tabla 2.6. Resultados del estudio de materiales aplicables al SFP	57
Tabla 3.1. Requisitos del transductor de fuerza a emplear	63
Tabla 3.2. Modelos comerciales cuyo diámetro es superior al originalmente previsto	65
Tabla 3.3. Modelos comerciales cuyo diámetro es inferior al originalmente previsto	67
Tabla 3.4. Comparativa de los modelos considerados según sus propiedades mecánicas y sus capacidades nominales	68
Tabla 3.5. Comparativa de los modelos considerados según sus propiedades metrológicas	69
Tabla 3.6. Combinaciones de diferentes filtros y velocidades de medición	81
Tabla 3.7. Extracto de los valores obtenidos en el ensayo con cargas variables	87
Tabla 4.1. Resultados del estudio de los distintos diseños del brazo	106
Tabla 4.2. Distintos desplazamientos estudiados en el diseño optimizado del brazo	128
Tabla 4.3. Comparación de los desplazamientos provocados por la temperatura máxima y mínima	132
Tabla 4.4. Estudio de las distintas influencias por separado	135
Tabla 4.5. Estudio de las distintas influencias combinadas	136
Tabla 5.1. Fuerzas de reacción para los distintos diseños adaptados del transductor comercial.....	165

Tabla 5.2. Tensiones de von Mises máximas en los distintos componentes del SFP (valores comparados con los obtenidos con el Caso 0 – Trd45V1).....	165
Tabla 5.3. Desplazamientos máximos observado en el SFP según el diseño de transductor empleado	166
Tabla 5.4. Fuerzas de reacción y momentos flectores locales en los transductores	174
Tabla 5.5. Fuerza medida por cada transductor ante diferentes definiciones de contacto	179
Tabla 5.6. Momentos flectores locales vistos por cada transductor ante diferentes definiciones de contacto	179
Tabla 5.7. Valores del par torsor total medido por el SFP ante las distintas definiciones de contacto	180
Tabla 5.8. Fuerzas medidas por los transductores ante las distintas influencias consideradas	186
Tabla 5.9. Momentos flectores locales vistos por los transductores ante las distintas influencias consideradas	187
Tabla 5.10. Variaciones de las reacciones medias en el transductor (Fuerza y momento flector) para cada influencia respecto del Caso Base (solo par puro)	189
Tabla 5.11. Desplazamientos estudiados en el brazo para el caso de par puro M_t	192
Tabla 5.12. Máximos desplazamientos observados en el brazo de medición ante la presencia de las distintas influencias	193
Tabla 5.13. Par de torsión obtenido por el SFP según las distintas influencias y variación respecto al valor esperado teórico	195
Tabla 6.1. Datos generales del SFP	205
Tabla 6.2. Datos del brazo	205
Tabla 6.3. Datos externos del transductor, relativos a la medición de fuerza	206
Tabla 6.4. Datos externos del transductor, relacionados con los momentos flectores	206
Tabla 6.5. Datos obtenidos a partir de los estudios de influencias mediante elementos finitos	208
Tabla 6.6. Cálculos de las variaciones a considerar debidas a cada influencia	210
Tabla 6.7. Estimación de la incertidumbre asociada a la longitud del brazo	212

Tabla 6.8. Estimación de la incertidumbre asociada a la fuerza de medición.....	215
Tabla 6.9. Estimación de la incertidumbre asociada al momento flector.....	219
Tabla 6.10. Estimación de la incertidumbre asociada a la media del par torsor efectuado por el SFP	224

Siglas y Acrónimos

CAD	<i>Computer Aided Design</i> - Diseño asistido por ordenador. También empleado para designar componentes diseñados mediante éstas técnicas
CEM	Centro Español de Metrología (España)
CENER	Fundación Cener-Ciemat (España)
CMCs	<i>Calibration and Measurement Capabilities</i> - Capacidades de calibración y medida
CMI	Cesky Metrologický Institut Brno (República Checa)
CWD - RWTH	Center for Wind Power Drives, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (Alemania)
DUT	<i>Device Under Test</i> - Nacelle a ensayar en un banco de ensayos de aerogeneradores
EMPIR	<i>European Metrology Programme for Innovation and Research</i> (Programa Europeo de Metrología para la Innovación y la Investigación)
EURAMET	<i>European Association of National Metrology Institutes</i> - Asociación Europea de Institutos Regionales de Metrología
EWEA	<i>European Wind Energy Association</i> (actualmente WindEurope)
FEM	<i>Finite Element Method</i> - Método de elementos finitos
FhG	Fraunhofer-Gesellschaft zur Foerderung der angewandten Forschung e.V. (Alemania)
GTM	Empresa dedicada a la comercialización de sensores, células de carga y transductores
GUM	<i>Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement</i> - Guía para la expresión de la Incertidumbre de Medida
HBM	Empresa dedicada a la comercialización de sensores, células de carga y transductores
HiTL	<i>Hardware in The Loop</i> - Técnica de simulación usada para el desarrollo y comprobación de sistemas embebidos en tiempo real
HSS	<i>High-Speed Shaft</i> - Eje de alta velocidad en un banco de ensayos
KCDB	<i>Key Comparison Data Base</i> - Base de datos de comparaciones clave del Bureau Internacional de Pesas y Medidas
LAS	<i>Load Application System</i> - Sistema de aplicación de cargas
LC1	<i>Load Case 1</i> - Caso de carga estudiado en esta tesis, en el cual solo se consideró par torsor
LC2	<i>Load Case 2</i> - Caso de carga estudiado en esta tesis, en el cual se consideraron par torsor y cargas adicionales

MS	Velocidad de medición en la máquina de aplicación de carga continua del PTB
NMI	" <i>National Metrology Institute</i> " - Institutos Nacionales de Metrología
NPL	National Physical Laboratory (Reino Unido)
NTB	" <i>Nacelle Test Bench</i> " – Banco de ensayos de nacelles
ODS	Objetivos de Desarrollo Sostenible
PTB	Physikalisch-Technische Bundesanstalt (Alemania)
SFP	Sistema de Fuerza Palanca: patrón de transferencia y sistema de medición desarrollado en esta tesis
SI	Sistema Internacional de Unidades
SKF	Empresa dedicada a la comercialización de rodamientos y otros elementos mecánicos
TEKSCAN	Empresa dedicada a la comercialización de sensores e instrumentos de medición
TRD	Abreviatura empleada en esta investigación para designar a los transductores
VTT	Teknologian tutkimuskeskus VTT Oy (Finlandia)

Capítulo 1. Introducción

1.1. Introducción

Cada día, nuevos desarrollos y tecnologías en distintos sectores de la industria, como el aeronáutico, naval o el de producción de energía eólica, permiten ampliar los límites de operación de las herramientas y técnicas que emplean. Estos avances requieren de mediciones precisas en distintos ámbitos, como la fuerza y el par ejercidos en máquinas, construcciones, cargas estructurales, etc. Dichas mediciones ayudan a controlar y mejorar el desempeño de los equipos, lo que llevará a una mayor eficiencia en el funcionamiento de los mismos.

En el caso de la energía eólica ese crecimiento ha sido especialmente acusado. En los últimos años ha habido una creciente tendencia hacia el empleo de energías verdes. La preocupación por minimizar la emisión de gases invernadero y la generación de residuos se ha extendido en la mayor parte del mundo, siendo objeto de discusión en muchas cumbres y tratados internacionales.

A nivel europeo, la inversión en sistemas de producción de energía sostenibles ha sido una de las principales directrices de la unión europea. Reducir la contaminación en grandes ciudades y apostar por el empleo de energías renovables son algunas de las principales líneas de actuación de distintos programas y propuestas, con el fin de cumplir con los objetivos marcados en el llamado Horizonte 2020.

En este marco de transición energética, una de las principales alternativas a las energías de combustión fósil es la energía eólica. Con el fin de fomentar el empleo de esta energía, grandes inversiones se han llevado a cabo en la mayoría de los países miembro de la unión europea, con importantes potencias económicas como Alemania a la cabeza de este movimiento.

A raíz de esta potenciación del empleo de la energía eólica, se han sucedido una serie de mejoras y avances tecnológicos que han permitido incrementar el tamaño de los molinos de viento (Linul & Marsavina, 2013) y, por tanto, su capacidad para producir energía. Concretamente, el tamaño de las turbinas eólicas se ha incrementado exponencialmente, pasando de máquinas de 15 metros de diámetro en el año 1985, a turbinas actualmente en desarrollo de más de 160 metro de diámetro (Figura 1.1). de Dicho incremento se aprecia en la evolución mostrada en la Figura 1. Esta tendencia parece continuar: de acuerdo al informe de 2011 de la “*European Wind Energy Association*” (EWEA) (The European Wind Energy Association (EWEA), 2011), la producción de energía eólica se incrementará dramáticamente.

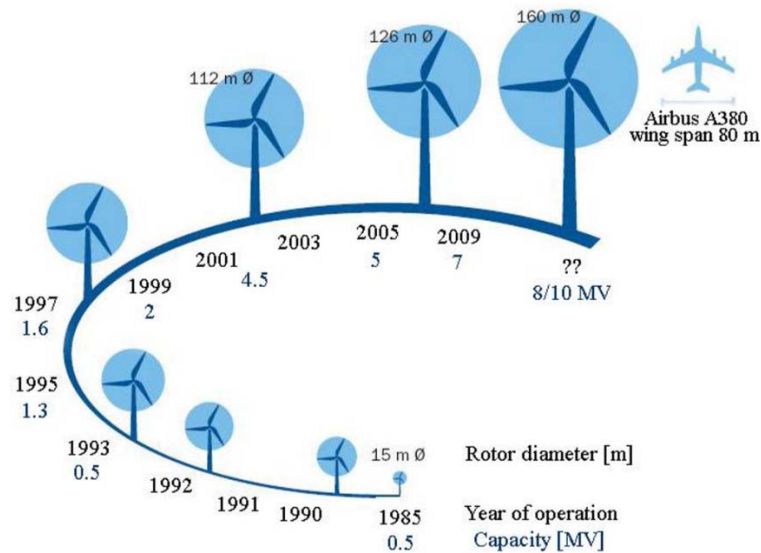


Figura 1.1. Muestra del aumento de los diámetros de los aerogeneradores en los últimos años (Linul et al., 2013)

En la actualidad, las turbinas eólicas operan en el rango de los MW, lo que se traduce en transformar pares mecánicos del orden de los MN·m en energía eléctrica. Alcanzar la máxima eficiencia posible es una prioridad para los operadores de los parques eólicos. Para asegurar dicha eficiencia, las nacelles de las turbinas eólicas son sometidas a exhaustivos ensayos para caracterizar su comportamiento.

Las instalaciones en las que se llevan a cabo dichos ensayos son conocidas como “bancos de ensayos de nacelles” (“NTB” por sus siglas en inglés, “Nacelle Test Bench”). Estos bancos de ensayo replican las condiciones de campo de los aerogeneradores. Un motor principal genera un movimiento de rotación, similar al de las palas del aerogenerador, que se conduce a través de una cadena de transmisión, en la que se encuentra la acoplada la nacelles a estudiar. Gracias a la rotación el motor genera energía mecánica que la nacelle convertirá en energía eléctrica.

Durante los ensayos se estudia en detalle el comportamiento de la nacelle ante diferentes cargas y condiciones de operación, empleando diferentes parámetros y mediciones para finalmente determinar la potencia que generan y la eficiencia de las mismas. Uno de los parámetros más importantes a analizar es el par de torsión (Borraccino et al., 2016); éste es un elemento clave, puesto que relaciona la energía mecánica de entrada con la potencia eléctrica finalmente obtenida en la nacelle. Es por lo tanto determinante a la hora de determinar la eficiencia del equipo y en consecuencia, poder diagnosticar posibles pérdidas de energía en la turbina (Kock, Jacobs, Bosse, & Strangfeld, 2018).

Sin embargo, a pesar de la importancia de este parámetro, no existe un método que asegure la trazabilidad del par en un rango de operación tan elevado. Las mediciones de par tradicionales emplean transductores de par calibrados en máquinas patrón de par; éstas son los patrones primarios de la unidad. Sin embargo, en la actualidad la máquina patrón con mayor capacidad solo alcanza el rango de 1,1 MN·m (Peschel et al., 2005). Por otro lado, los transductores de par tradicionales disponibles en la industria, capaces de efectuar medidas directas y trazables del par de torsión, tampoco alcanzan el rango de operación deseado.

En consecuencia, al no ser posible efectuar medidas directas de par en un rango tan alto, los bancos de ensayo de nacelles se ven obligados a emplear métodos indirectos o modelos

matemáticos para determinar el par generado en los ensayos. Estos métodos no son trazables a los patrones primarios. Además, las incertidumbres asociadas a estas técnicas de medición son muy elevadas, con valores relativos de entre el 2 y el 5 % (Beaho, 2015).

A raíz de la necesidad de un método de medición del par de mayor precisión y que asegurara la trazabilidad de las medidas, se puso en marcha el proyecto europeo EMPIR 14IND14 (2015-2018): “Torque measurement in the MN·m range”, promovido por EURAMET y sus estados miembro (Figura 1.2) (EURAMET, 2015). El objetivo principal de este proyecto era desarrollar nuevos sistemas de medición del par para su empleo en bancos de ensayos de nacelles, así como estudiar las condiciones de operación de los mismos. Para ello, el proyecto apuesta por distintos estudios para evaluar las características específicas de la operación de las turbinas eólicas y propone varios métodos para la medición del par en el rango de los MN·m.



Figura 1.2. Logos del programa EMPIR (izquierda) y el proyecto EMPIR 14IND14 (derecha)

El proyecto EMPIR reunió un grupo de centros de investigación de alto nivel: operadores de los bancos de ensayo e Institutos Nacionales de Metrología (NMIs) de toda Europa colaboraron en las distintas etapas del proyecto (Figura 1.3):

- **PTB** - Physikalisch-Technische Bundesanstalt (Alemania)
- **CEM** - Centro Español de Metrología (España)
- **CMI** - Cesky Metrologicky Institut Brno (República Checa)
- **VTT** - Teknologian tutkimuskeskus VTT Oy (Finlandia)
- **CENER** - Fundacion Cener-Ciemat (España)
- **FhG** - Fraunhofer-Gesellschaft zur Foerderung der angewandten Forschung e.V. (Alemania)
- **CWD RWTH** – Center for Wind Power Drives, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule (Alemania)



Figura 1.3. Institutos participantes en el proyecto EMPIR 14IND14

Este proyecto buscaba contribuir a mejorar la calidad de las medidas efectuadas en los bancos de ensayo de nacelles, disminuyendo su incertidumbre asociada al tiempo que se

asegura su trazabilidad (EURAMET, 2018):. Los métodos empleados en la actualidad se basan en medidas eléctricas, modelos matemáticos o medidas indirectas. La mayoría de estos métodos efectúan mediciones en puntos del banco de ensayos alejados de la nacelle. Mediante un mejor conocimiento del par de torsión que realmente llega a la nacelle sería posible evaluar con mucha más certeza el rendimiento de la misma, siendo posible identificar posibles ineficiencias o pérdidas. Mediante un diagnóstico más preciso será posible aplicar las mejoras necesarias a la nacelle y su control, y, en última instancia, mejorando la eficiencia en la generación de energía llevada a cabo por este elemento. Así mismo, un mejor conocimiento de los valores de par aplicados a la nacelle no solo ayudaría a determinar la eficiencia de la misma, sino también a una optimización del control de la cadena de transmisión del banco de ensayos (Jassmann et al., 2014).



Figura 1.4. Impacto de las mediciones sobre la eficiencia de la generación de energía eólica

La mejora de las mediciones de par y el consiguiente aumento del rendimiento, objetivos del proyecto EMPIR, conseguirían mejorar el aprovechamiento de los recursos naturales. Este logro sumaría esfuerzos en varias de las líneas de actuación marcados por Naciones Unidas en sus “Objetivos para el Desarrollo Sostenible” (Figura 1.5): modernización de infraestructura para un uso eficaz de los recursos naturales (ODS 9, 12), cooperación internacional para alcanzar una mayor eficiencia energética (ODS 7), mejora de las tecnologías para prestar servicios energéticos sostenibles (ODS 7), etc.



Figura 1.5. Objetivos de desarrollo sostenible (ODS) marcados por Naciones Unidas.

El interés del proyecto EMPIR radica no solo en sus aportaciones a mejorar las tecnologías existentes en la medición de par, lo que supone una gran avance desde un punto de vista metrológico, sino también en su contribución para el desarrollo sostenible.

El proyecto EMPIR trabajó en varias líneas de actuación (Lorente-Pedreille, Sebastián, Sáenz-Nuño, et al., 2019b):

- Estudio de los bancos de ensayo de nacelles: sus características, condiciones de montaje y operación y métodos existentes para la medición del par.
- Desarrollo de nuevos métodos para la medición del par en los NTBs, patrones de transferencia para un rango superior a 1,1 MN·m. Se propusieron dos desarrollos: un transductor de par comercial tradicional combinado con un procedimiento de extrapolación y un sistema de medición del par basado en medidas trazables de fuerza y longitud. Este último será el desarrollo investigado en la presente tesis.
- Investigación de los efectos de las cargas multicomponentes presentes en los bancos de ensayo y su posible efecto sobre la medición del par.
- Desarrollo de un procedimiento de calibración para bancos de ensayo de nacelles en el rango de los MN·m.
- Transmisión de los desarrollos a las industrias que precisen de mediciones y colaboración con las entidades interesadas, apoyando así el desarrollo de nuevos productos y tecnologías.

En el marco de este proyecto, se llevó a cabo la investigación descrita en esta tesis. El objetivo principal era desarrollar un patrón de transferencia capaz de efectuar medidas de par en el rango de los MN·m, asegurando la trazabilidad de las mismas. Así mismo, el sistema debía adaptarse a las especiales condiciones de trabajo de los bancos de ensayos de nacelles; entre otros, uno de los aspectos más importantes era la rotación del sistema. Como se ha explicado, para llevar a cabo los ensayos de nacelles se acopla la misma a una cadena de transmisión que está sometida a un movimiento de rotación. El patrón de transferencia para la medida del par deberá así mismo acoplarse a la cadena de transmisión y efectuar las medidas bajo el movimiento de rotación.

Dado que no era posible emplear transductores de par tradicionales para una medición directa en el rango deseado, se decidió apostar por un sistema de medición alternativo para el patrón de transferencia del par propuesto. En el patrón de transferencia propuesto se aplicó el principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca, de los que acabó tomando el nombre, pasando a denominarse “**Sistema de Fuerza Palanca**” o “**SFP**”.

Estos sistemas miden el par según la definición del mismo. En él se expone que el par de torsión es aquella magnitud generada por una fuerza de magnitud conocida aplicada en el extremo de un cuerpo de longitud así mismo conocida.

Por lo tanto, el patrón de transferencia diseñado emplearía transductores de fuerza para medir la fuerza generada en el extremo de un brazo, el cual se encontraría acoplado a la cadena de transmisión del banco de ensayos. Para alcanzar el rango de operación deseado el SFP incluiría varias parejas de brazo-transductor, haciendo posible efectuar medidas de par en el rango de los MN·m por medio de ambos elementos.

Tanto el transductor de fuerza como la longitud del brazo habrían sido previamente calibrados, asegurando su trazabilidad a sus respectivos patrones primarios. Por este motivo, el sistema propuesto no solo sería capaz de realizar mediciones de par en el rango deseado, sino que además aseguraría la trazabilidad de los resultados obtenidos.

1.2. Objetivos y estructura de la Tesis

1.2.1. Objetivos

Ante el interés creciente en el desarrollo de energías renovables eficientes es imperativo perseguir la máxima eficiencia de las turbinas eólicas, maximizando el rendimiento de la conversión de energía mecánica en potencia eléctrica.

Para conseguir diagnósticos precisos del desempeño de las turbinas eólicas los bancos de ensayos de nacelles requieren efectuar medidas precisas de los parámetros principales del sistema. Como ya se ha dicho, el par de torsión observado por la nacelle durante la operación es uno de los parámetros clave en este diagnóstico.

Según lo expuesto anteriormente, los sistemas empleados en la actualidad no aseguran la trazabilidad de las medidas de par; además presentan elevadas incertidumbres asociadas. El **objetivo principal de esta tesis es la concepción, diseño, desarrollo y evaluación de un patrón de transferencia para la medida del par en los bancos de ensayo de nacelle**. Este sistema deberá ser capaz de soportar y transmitir las altas cargas generadas por el banco de ensayos. El efecto de estos esfuerzos, si bien debía transmitirse a lo largo de la cadena de transmisión, también debía reducirse al máximo, para asegurar que afectaran lo menos posible a las medidas de fuerza y longitud efectuadas por el sistema. Por ello, las tensiones y deformaciones causadas por las cargas de operación debían ser minimizadas.

La información bibliográfica relativa a los métodos de medición del par, aportada más adelante, muestra las distintas alternativas empleadas en la actualidad, dejando patente que los métodos de medición directa del par y los patrones actuales no alcanzan el rango de operación deseado.

Por ello, la investigación tiene como objetivo el desarrollo de un sistema de medición alternativo. Se decidió desarrollar un sistema basado en el principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca. Estos sistemas, empleados en equipos de otros ámbitos industriales a pequeña escala (como ensayos de motores o frenómetros), emplean mediciones de fuerza y longitud, combinadas para determinar la medida del par de una aplicación.

Para poder integrar un equipo de estas características en los bancos de ensayo las componentes principales involucradas en la medición del par serían las siguientes:

- Un cuerpo longitudinal diseñado a medida. Dadas las dimensiones de los bancos de ensayo y los diámetros de las nacelles a estudiar, la longitud de este cuerpo estaría un rango de entre 500 mm y 1500 mm, siendo posible calibrar el mismo asegurando la trazabilidad de la medida.
- Uno o varios transductores de fuerza, de carácter comercial, capaces de operar en el rango de los MN. Como demuestra el análisis bibliográfico mostrado más adelante, y al contrario que en el caso de la magnitud par, en la actualidad ya existen patrones primarios para asegurar la trazabilidad de los transductores de fuerza en el rango de los MN.

Gracias al empleo de elementos trazables a los patrones primarios el patrón de transferencia propuesto, basado en los sistemas de fuerza palanca, sería capaz de asegurar la trazabilidad de las medidas de par efectuadas, cumpliendo así con otro de los objetivos de esta investigación.

Además, dada la complejidad de los bancos de ensayo, el montaje y preparación de los equipos que integran el conjunto consume mucho tiempo y recursos, encareciendo el coste de los ensayos a realizar. Por este motivo, el diseño propuesto debía procurar un **montaje fiable pero sencillo** y facilitar el acceso a las distintas componentes en la medida de lo posible, facilitando así futuras acciones de mantenimiento.

Para **estudiar la viabilidad y el comportamiento mecánico del SPF** se emplearon técnicas de análisis **por elementos finitos**. Sin embargo, al tratarse de un equipo cuya finalidad es la obtención de medidas precisas, era fundamental conseguir una estimación de la calidad de las medidas que podría llegar a efectuar. Por ello, otro de los objetivos principales de esta investigación era dar un nuevo uso a las herramientas FEM, empleando los resultados obtenidos en los estudios de simulación para evaluar las medidas efectuadas por los componentes principales del sistema: las reacciones medidas por el transductor de fuerza y la longitud del brazo.

Por otro lado, una de las dificultades que debe arrostrar el patrón de transferencia propuesto es la diferencia entre las condiciones de operación de los bancos de ensayos de nacelle y aquellas presentes en una calibración de par tradicional. Además de tener en cuenta la rotación del sistema durante la calibración (la cual implica la aparición de cargas adicionales, fuerzas centrífugas y otras influencias) existen otros parámetros externos difieren de los ideales, como las variaciones de temperatura en las instalaciones.

A la luz de esta situación, otra de las metas de esta la investigación era evaluar como varían las medidas efectuadas por el sistema ante las distintas influencias y condiciones de operación presentes en los bancos de ensayo de nacelles. Para ello **se emplearían de nuevo las herramientas FEM, analizando el comportamiento de las medidas implicadas en la medición el par**. Este proceso tenía por objetivo ser capaces de anticipar el desempeño del SFP incluso antes de su construcción; por lo tanto, las tecnología FEM no solo analizarían el comportamiento mecánico como es habitual en las etapas de evaluación de un diseño (Khaled et al., 2010), sino que también se emplearían para evaluar la calidad del diseño como sistema de medida.

A raíz de lo expuesto, otro objetivo específico de la investigación era **caracterizar el comportamiento del sistema desde un punto de vista metrológico**. Además, se pretendía cuantificar la precisión de las medidas efectuadas. Para ello, en base a todo los estudios y simulaciones efectuados, se desarrollaría un **modelo de cálculo para estimar la incertidumbre relativa asociada al patrón de transferencia**. La meta era conseguir una incertidumbre asociada inferior a la de los métodos que se emplean en la actualidad en la industria; un valor aceptable sería una **incertidumbre relativa no superior al 1 %**.

1.2.2. Estructura

Para alcanzar los objetivos de esta investigación hubo una serie de etapas en el proceso de diseño, desarrollo y evaluación del sistema. Las actividades comprendidas dentro de estas etapas se han descrito en capítulos independientes para facilitar la lectura y comprensión de la investigación realizada. A continuación se exponen los distintos apartados y sus contenidos.

El presente capítulo “**Introducción**” expone brevemente la situación actual de la energía eólica y los ensayos de aerogeneradores. Se explica los retos que suponen la medición del par en el rango de los MN·m, adaptado además a las especiales condiciones de operación de los bancos de ensayos de nacelles. Se exponen además los objetivos de esta investigación, siendo la meta principal el desarrollo de un nuevo patrón de transferencia para la medición del par basado en medidas de fuerza y longitud. Se incluye además un estudio bibliográfico de la metrología de fuerza y par, analizando los sistemas y patrones empleados en la actualidad para evaluar estas magnitudes. Este estudio servirá como punto de partida para la concepción del nuevo patrón

En el capítulo “**Definición del nuevo patrón de transferencia**” se describen los requisitos del nuevo sistema, en función de los cuales se concibe el diseño preliminar del patrón de transferencia. Se incluye un estudio de las características de los bancos de ensayos de nacelles, incluyendo los datos técnicos empleados para definir y evaluar el patrón de transferencia diseñado. Tras definir el concepto original del SFP se evaluó el diseño, estudiando las combinaciones de carga más desfavorables a tener en cuenta en estudios posteriores y seleccionando los materiales a emplear en las componentes diseñadas a medida.

Una vez definido el SFP era necesario evaluar y optimizar las componentes principales, aquellas implicadas en la medición del par: los transductores de fuerza y el brazo de longitud calibrada. Los dos capítulos siguientes se dedican al estudio individual de ambas componentes.

El capítulo “**Selección y análisis del transductor de fuerza**” estudia en detalle los transductores de fuerza y las diferencias entre las calibraciones de par en laboratorios acreditados respecto de las efectuadas en los bancos de ensayos de nacelle. El capítulo consta de dos líneas de investigación. La primera estudia las opciones disponibles comercialmente para los transductores de fuerza y analiza sus características metrológicas. La segunda nace de la estancia científica llevado a cabo en el laboratorio de par del Instituto Nacional de Metrología alemán, *Physikalisch-Technische Bundesanstalt* (PTB). En esta línea se reprodujeron algunas de las condiciones de ensayo de los bancos de ensayo de nacelles a pequeña escala (variaciones de filtros, ciclos de cargas variables) y se estudió como esos cambios podían afectar a las mediciones del par.

El capítulo “**Caracterización del brazo palanca**” se estudió y optimizó el diseño original concebido para el brazo palanca. Al contrario que en el caso de los transductores, el brazo no es una componente de carácter comercial, sino que sería diseñada en esta investigación y posteriormente fabricada y calibrada. Por ello en este caso era especialmente relevante estudiar su comportamiento mecánico y metrológico. Para ello se emplearon herramientas FEM para evaluar el diseño y su respuesta ante la presencia de distintas influencias. Una de las metas de estos estudios era minimizar el efecto de las mismas sobre el brazo y su longitud. Varias de las influencias tenían una relación directa con el peso del sistema, por lo que se decidió modificar el diseño para reducir su masa total. Para ello se llevó a cabo un proceso de mejora iterativo: se estudiaba la respuesta de esta componente ante la carga de par de torsión generada por los

bancos de ensayo y se modificaba en base a los resultados de tensión interna y deformación, procurando reducir el valor de los mismos.

Así mismo, una vez alcanzado el diseño óptimo del brazo se caracterizó su comportamiento ante la presencia de las distintas influencias presentes en los bancos de ensayo, anticipando de este modo las posibles variaciones de la longitud originalmente calibrada que cabría esperar.

El capítulo **“Resultados de la caracterización mecánica y metrológica del patrón de transferencia”** expone los resultados de la análisis del SFP completo.

En primer lugar, se llevaron a cabo varias modificaciones del diseño original del SFP, con diferentes propósitos. Las primeras modificaciones se llevaron a cabo para adaptar el conjunto a las componentes optimizadas en los capítulos anteriores, incluyendo además los rodamientos de carácter comercial. También se llevaron a cabo cambios en el diseño cuyo fin (al igual que en el caso del brazo) era reducir la masa total del sistema, minimizando así el efecto de las distintas influencias sobre el sistema completo. Las diferentes versiones del SFP eran evaluadas mediante herramientas FEM, evaluando así sus características mecánicas y empleando los resultados obtenidos para modificar de nuevo el diseño.

Una vez alcanzada la versión óptima del SFP se procedió a caracterizar el sistema desde el punto de vista metrológico. Así, se emplearon simulaciones por elementos finitos para evaluar el comportamiento del sistema ante la presencia de las distintas influencias.

Por último, el capítulo **“Estimación de incertidumbres en el patrón de transferencia”** recoge los resultados obtenidos en la evaluación mediante elementos finitos del SFP y los efectos generados por las distintas influencias sobre las mediciones de par obtenidas. En base a estos resultados se procedió a cuantificar la calidad del SFP como sistema de medición. Para ello se desarrolló un modelo de cálculo cuyo objetivo era estimar la incertidumbre asociada relativa del patrón de transferencia. Este modelo no solo tuvo en cuenta los estudios de las variaciones de las medidas obtenidos a partir del análisis FEM, sino también datos externos, como certificados de calibración, especificaciones técnicas, etc.

Al final de este documento se incluye el capítulo **“Conclusiones y líneas de futuro desarrollo”** donde se exponen todos los resultados alcanzados en el curso de esta investigación, así como posibles desarrollos futuros que podrían llevarse a cabo a partir de los mismos.

Finalmente se incluyen dos capítulos. El capítulo **“Bibliografía”** recoge las diferentes fuentes, publicaciones y demás referencias empleadas en el curso de la investigación con el fin de facilitar su consulta al lector.

1.3. Tecnologías actuales para la medición la fuerza y el par

Como ya se ha comentado, el patrón primario de par de mayor capacidad disponible en la actualidad solo alcanza 1,1 MN·m. Por este motivo, como ya se ha adelantado, el patrón de transferencia a desarrollar empleará mediciones de fuerza y longitud trazables a sus respectivos patrones primarios para determinar la medida del par en el rango deseado.

Por ello, se estudiaron las tecnologías de medición trazable del par y la fuerza. Las primeras aportan información sobre las características de las máquinas patrón de par tradicionales y sus condiciones de operación; esto servirá de referencia a la hora de evaluar las diferencias entre la medición de par tradicional y la medición del par en los bancos de ensayo de nacelles. Por otro lado, las tecnologías de medición de la fuerza estudiadas serán de aplicación a los elementos de medición de fuerza a integrar en el patrón de transferencia propuesto.

1.3.1. Importancia de la trazabilidad

Los **patrones de medida** son, según el Vocabulario Internacional de Metrología (VIM, (Joint Committee for Guides in Metrology (JCGM), 2012)), *“la realización de la definición de una magnitud dada, con un valor determinado y una incertidumbre de medida asociada, tomada como referencia. Dicha realización puede establecerse mediante un sistema de medida, una medida materializada o un material de referencia”*.

Los patrones son, por lo tanto, empleados como “referencia para obtener valores medidos e incertidumbres de medida asociadas para otras magnitudes de la misma naturaleza, estableciendo así la *trazabilidad metrológica*, mediante calibración de otros patrones, instrumentos o sistemas de medida”.

Los patrones son la referencia de la que parten todas las medidas efectuadas con instrumentos de medida de inferior categoría. Pero es necesario asegurar la fiabilidad de la relación entre los instrumentos de medida comunes y los patrones.

Para ello, se define el concepto de **trazabilidad metrológica**. El VIM la define como *“propiedad de un resultado de medida por la cual el resultado puede relacionarse con una referencia mediante una cadena ininterrumpida y documentada de calibraciones, cada una de las cuales contribuye a la incertidumbre de medida”*. Queda por lo tanto patente que la trazabilidad metrológica es imperativa si se pretende asegurar la fiabilidad de las medidas efectuadas en una determinada magnitud.

Esta cadena ininterrumpida de calibraciones se conoce como cadena de trazabilidad. Las cadenas de trazabilidad permiten asegurar que las medidas efectuadas con un determinado instrumento pueden relacionarse con instrumentos de un nivel metrológico superior, siendo posible recorrer la cadena hasta el **patrón primario** de la magnitud medida. Dicho patrón primario se define como *“un patrón establecido mediante un procedimiento de medida primario o creado como un objeto, elegido por convenio”*. Un ejemplo de ello podría ser el prototipo internacional del kilogramo, como objeto elegido y aceptado por convenio.

Las cadenas de trazabilidad pueden representarse gráficamente como una pirámide (en ocasiones llamada pirámide de trazabilidad). En los niveles superiores de dicha pirámide se localizan los patrones primarios y en los inferiores los instrumentos empleados comúnmente en industria (Figura 1.6).

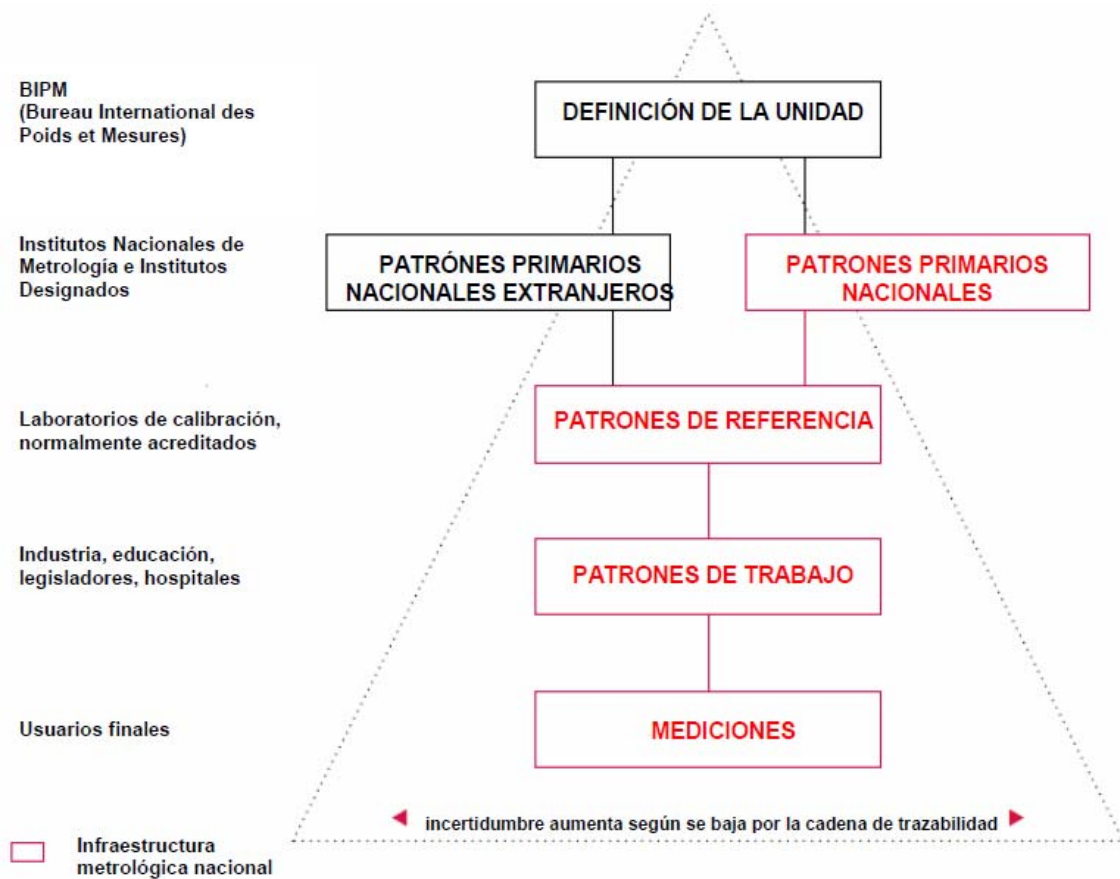


Figura 1.6 Ejemplo de una cadena de trazabilidad, aplicable a las magnitudes fuerza y par (CEM, 2008)

1.3.2. La magnitud fuerza y su diseminación

1.3.2.1. Definición de la magnitud Fuerza

La unidad de medida de la fuerza es el “**newton**”. Es adoptada por todos los Estados Miembro de la Convención del Metro y reconocida como una unidad derivada del SI (BIPM, 2019).

Su símbolo asociado es “**N**” y se establece como: “**El Newton es la fuerza resultante de aplicar a un cuerpo de masa 1 kg una aceleración de 1 m/s²**” (1.1):

$$N = \text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad 1.1$$

1.3.2.2. Patrones de fuerza: patrones en el CEM

Los patrones de fuerza son máquinas, llamadas **máquinas patrón de fuerza**, tienen la capacidad de generar fuerzas de un valor conocido con un cierto nivel de incertidumbre. Mediante estas máquinas es posible realizar calibraciones en la magnitud fuerza.

Las características, instrucciones de uso y recomendaciones para la caracterización de las máquinas patrón vienen claramente explicadas en la guía EURAMET cg-04 “Incertidumbre en Mediciones de Fuerza” (EURAMET, 2010). Esta guía es seguida por cualquier laboratorio que

realice la unidad de fuerza, sirviendo de pauta para el cálculo de incertidumbres en mediciones de fuerza. Las clasificaciones y protocolos mostrados en este trabajo se basan así mismo en esta guía.

Las máquinas patrones de fuerza se dividen en *patrones primarios* o *patrones secundarios*. Los **patrones primarios** de fuerza son máquinas cuya incertidumbre sobre el valor de la fuerza que generan puede determinarse, relacionándolas directamente con las unidades básicas, a partir de un modelo matemático del sistema de generación de fuerza. Los **patrones secundarios** son máquinas donde la trazabilidad de la fuerza generada puede asegurarse mediante el uso de patrones de transferencia de fuerza, y también se les conoce como *máquinas de calibración de fuerza*. El CEM, en su papel de Instituto Nacional de Metrología es el encargado de realizar la unidad de fuerza y mantener los patrones de esta magnitud (CEM, 2005a).

Para efectuar las mediciones de fuerza, materializadas por distintos métodos, se emplea un dispositivo llamado **transductor de fuerza**. Típicamente, estos transductores son de tipo mecánico y/o extensométrico, y observa la deformación que se produce en su interior, sobre una componente elástica que se ensaya a tracción o a compresión aplicando la fuerza de valor a determinar (Bray et al., 1990).

Para la recogida de las mediciones que el transductor efectúa es necesario una serie de instrumentación, entre la que destaca un elemento: los indicadores. Son dispositivos que monitorizan el valor de la fuerza que el transductor soporta durante un ensayo. A través de los indicadores es posible recolectar los datos del ensayo para su posterior tratamiento y estudio.

En cuanto al método empleado para generar los valores de fuerza, existen 4 tipos de máquina:

- **Carga directa**, también conocidas como máquinas de pesos muertos.

Emplean la acción directa de un campo gravitatorio local conocido sobre masas patrón de valor e incertidumbre así mismo conocidos. Estas máquinas son las únicas que realizan la unidad de fuerza basándose en un modelo matemático trazable a las unidades fundamentales (kg, m, s), por lo que su incertidumbre global asociada es menor que en otras máquinas.

En España, el CEM cuenta con tres máquinas patrón primario de carga directa de diferentes capacidades (BIPM. KCDB, 2002) (Figura 1.7):

- Máquina patrón de fuerza de carga directa de 500 kN (Robles Carbonell et al., 1995)
Rango de fuerzas: de 50 kN a 500 kN
Incertidumbre relativa de la fuerza: 2×10^{-5} ($k = 2$)
- Máquina patrón de fuerza de carga directa de 20 kN
Rango de fuerzas: de 2 kN a 20 kN
Incertidumbre relativa de la fuerza: 2×10^{-5} ($k = 2$)
- Máquina patrón de fuerza de carga directa de 1 kN
Rango de fuerzas: de 100 N a 1 kN
Incertidumbre relativa de la fuerza: 2×10^{-5} ($k = 2$)



Figura 1.7. Máquinas patrón de fuerza de carga directa (y nueva máquina de fuerza hidráulica de 10 MN en desarrollo) en el CEM.

Además de las máquinas mencionadas el CEM, en su misión de ampliar y asegurar sus Capacidades de Medición y Calibración (“**CMCs**”) está desarrollando una nueva máquina patrón para la medición de las fuerzas entre 0,1 N y 100 N (Medina et al., 2015).

- **Amplificación hidráulica**

En este tipo de máquinas, se emplean sistemas hidráulicos con conjuntos pistón-cilindro cuyas áreas efectivas son distintas. Este sistema se emplea para amplificar la fuerza generada por carga directa. El factor de amplificación se corresponde, aproximadamente, a la razón entre las dos áreas. En el CEM se tiene actualmente una máquina patrón hidráulica (Robles Carbonell et al., 1998) con un rango de 750 kN hasta 1,5 MN (incertidumbre relativa de la fuerza: 2×10^{-4} , $k = 2$). Además, con el fin de ampliar sus CMCs en rangos de medida más elevados, el CEM ha desarrollado una nueva máquina de amplificación hidráulica que es capaz de alcanzar valores de hasta 10 MN (Robles Carbonell et al., 2007) (Figura 1.7).



Figura 1.8. Esquema y foto de la máquina de fuerza hidráulica y sistema Build-up en el CEM (Robles Carbonell et al., 1998).

- **Amplificación por palanca**

Al igual que en las máquinas de amplificación hidráulica, este tipo de máquina busca ampliar el rango de medición que otorgan las máquinas de fuerza de carga directa. una fuerza producida por carga directa se amplifica utilizando uno o más sistemas mecánicos de palancas, consiguiendo dicha amplificación de manera proporcional a relación entre las longitudes de las palancas (Figura 1.9). Al intervenir nuevo elementos, como las palancas, es necesario tener en cuenta posibles nuevos efectos sobre la incertidumbre asociada a este tipo de máquinas (Kolwinski & Schwind, 2012).

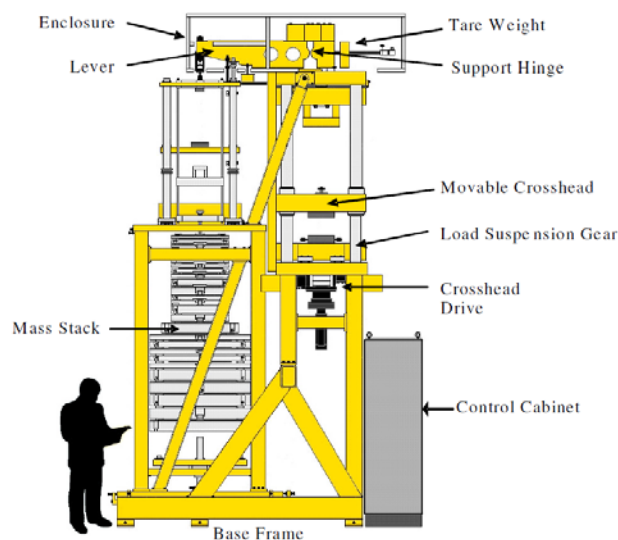


Figura 1.9. Ejemplo de máquina patrón de amplificación por palanca en el NPL (Jain et al., 2012).

- **Sistemas de múltiples transductores**, normalmente nombrados por el término inglés “sistemas Build-up”.

Estos sistemas presentan otra alternativa que persigue ampliar el rango de medición de Los sistemas que emplean algún tipo de amplificación se encuentran a veces restringidos por la geometría, el entorno u otras características del sistema.

Las máquinas que incluyen sistemas de múltiples transductores (Figura 1.10) están basadas en el empleo de conjuntos de transductores de fuerza, previamente calibrados de manera individual en máquinas patrón de fuerza, lo cuáles se montan en paralelo (Cruz et al., 2001). La fuerza que la máquina genera se puede medir como la suma de las fuerzas individuales medidas por cada uno de los transductores del conjunto.

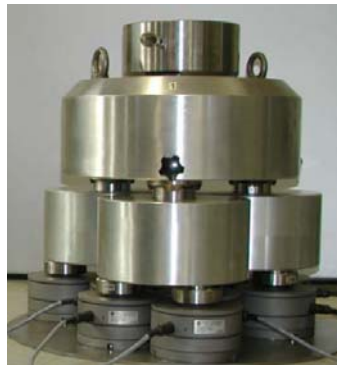


Figura 1.10. Ejemplo de un sistema de múltiples transductores (9) de GTM (Kolwinski & Schwind, 2014).

- **Nuevos sistemas de medida de la fuerza en bajos rangos de operación:**

En la actualidad, la nueva definición del SI (Davis, 2019), basada en constantes fundamentales (Klitzing et al., 1980) (Rothleitner et al., 2018) (Kibble, 1976), ha llevado a una nueva definición del varias unidades fundamentales, entre ellas la unidad de masa, el kilo (Schlamminger et al., 2019) (Early, 2018).

En base a los experimentos desarrollados para esta nueva definición del kilo (Lehrmann et al., 2018) (Kuramoto et al., 2017) han surgido diversas investigaciones, las cuales han desarrollado nuevos métodos para la generación y medición de fuerzas en nuevos rangos de medición cada vez más pequeños (Shaw, 2018). Gracias a estos desarrollos será posible crear nuevas máquinas de generación de fuerza (Zhou et al., 2017) en rangos de operación muy inferiores a los disponibles en la actualidad.

Así mismo, existen también desarrollos cuyo objetivo es estudiar la medición de fuerzas dinámicas (Bartoli et al., 2012), asegurando también la trazabilidad en este tipo de mediciones (Schlegel et al., 2012).

Como se ha mostrado, los rangos de medición de las máquinas patrones de par alcanzan fácilmente el rango de los MN, bien empleando las tipologías descritas (Peters et al., 2006), bien mediante combinaciones de distintas tecnologías (Kumme & Koehler, 2014) (Tegtmeier et al., 2009). Además, en la actualidad nuevas investigaciones persiguen incrementar su capacidad y mejorar la trazabilidad proporcionada en este rango de operación (Kumme, Tegtmeier, et al., 2014) (Tegtmeier et al., 2015). A la vista de las distintas opciones establecidas para la medición trazable de la fuerza en rangos elevados, es posible afirmar que es posible emplear medidas de fuerza en el patrón de transferencia a desarrollar en esta investigación.

Dado que los transductores de fuerza alcanzan un rango elevado, en combinación con la longitud de un brazo (diseñado a medida para esta aplicación y cuya longitud sería previamente calibrada) será posible obtener medidas de par en el rango de los MN·m asegurando la trazabilidad de las mismas.

1.3.3. La magnitud par y su diseminación

1.3.3.1. Definición de la magnitud Par

La unidad de medida del par es el “**newton metro**”. Es adoptada por todos los Estados Miembro de la Convención del Metro y reconocida como una unidad derivada del SI.

Su símbolo asociado es “**N·m**”. Es un caso especial de unidad, puesto que su símbolo (y nombre) incluye a su vez el símbolo y nombre de otras dos unidades del SI, el newton y el metro. Se define como: “**El Newton metro es la unidad de par correspondiente al momento generado por una fuerza de 1 N en el extremo de un cuerpo longitudinal de longitud 1 m**”.

1.3.3.2. Patrones de Par

Para la realización de la unidad de par se usan máquinas patrones de par . Estas máquinas son capaces de generar valores conocidos de par que se emplean para calibrar los transductores de par, y a través de ellos, es posible valorar las características de otros sistemas de medición del par. Dichos transductores son llamados “de referencia” o “patrones secundarios”. Al igual que en el caso de la magnitud fuerza, el CEM, en su papel de Instituto Nacional de Metrología, es el encargado de realizar la unidad de par y mantener los patrones de esta magnitud (CEM, 2005b) (Dirk Röske, 2009).

Para efectuar las mediciones de par se emplean **transductores de par**, junto con su correspondiente equipamiento (indicadores, cables, etc.). Al igual que en el caso de los transductores de fuerza, los más típicos son los de tipo extensométrico, si bien existen otros según el método empleado para determinar la deformación producida en su interior durante los ensayos. A nivel industrial son también comunes las llamadas llaves dinamométricas (Asociación Española de Normalización (UNE), 2019a).

Las máquinas patrón llevan a cabo mediciones estáticas: el sistema al que se acopla el transductor a calibrar no rota. Se incrementa de manera gradual la carga sobre el elemento, de modo que se tienen varios escalones (“steps” de carga). Los incrementos son regulares, aplicándolos secuencialmente hasta alcanzar el máximo del rango y disminuyen también de manera secuencial hasta alcanzar de nuevo un estado de carga nula. Este proceso de calibración secuencial es el contemplado en las normas (Asociación Española de Normalización (UNE), 2019b); en inglés se conoce como calibración “**stepwise**” por su aplicación de carga “escalón a escalón”. Otros desarrollos del proyecto han aplicado este tipo de calibraciones en ensayos especiales efectuados en bancos de ensayo de nacelles (Weidinger et al., 2017).

Sin embargo, las condiciones de operación habituales en los NTBs difieren de las efectuadas en los laboratorios. Las calibraciones en el banco de ensayos de nacelles se llevan a cabo al tiempo que todos los elementos del banco rotan de manera solidaria. Por este motivo, el patrón de transferencia a desarrollar deberá ser capaz de efectuar las mediciones de par bajo rotación, de manera contraria a cómo operan los transductores de par tradicionales; además, las cargas no siempre son aplicadas de manera gradual, sino que pueden ser aplicadas en escalones de diversa magnitud. Por todo ello, en esta investigación se estudiaron el posible efecto sobre la medida de par que puedan ocasionar la rotación del sistema y la aplicación variable de la carga.

En función del método empleado para generar el par encontramos tres tipos de máquinas patrón:

- **Carga directa**, también conocidas como máquinas de pesos muertos.

Su principio de funcionamiento es similar al de las máquinas patrón de fuerza de carga directa. La fuerza, componente del par, se genera por la acción directa de un campo gravitatorio local conocido sobre masas patrón de valor e incertidumbre así mismo conocidos.

En esta ocasión dicha fuerza no se aplica de manera directamente axial sobre un transductor de fuerza, sino al final del extremo de un brazo. En el centro de dicho brazo, se acopla un eje al cual se acopla a su vez el transductor de par. El par se obtiene del producto de la longitud del brazo por el valor de la fuerza aplicada (Figura 1.11). Este mismo principio es el que se buscaba aplicar al patrón de transferencia desarrollado en esta tesis.

Típicamente el eje donde se aplica el par de torsión tiene una configuración horizontal. Sin embargo, existen propuestas alternativas donde el par es aplicado verticalmente (Robinson, 2005).

En el CEM se dispone actualmente de una máquina patrón de carga directa (Figura 1.11)

- Máquina patrón de par de carga directa de 1000 N·m

Rango de par: desde 1 N·m hasta 1000 N·m

Incertidumbre relativa de par: 2×10^{-5} ($k=2$)

Además de la máquina descrita, el CEM está desarrollando una nueva máquina de par de carga directa que será capaz de alcanzar pares de hasta 10 kN·m (Medina et al., 2014). Tras su caracterización, se espera poder ampliar su capacidad hasta un rango aún superior, de 20 kN·m (Medina-Martín et al., 2019).



Figura 1.11. Máquina patrón de par de carga directa en el CEM

- **Hidráulicas**

El par se genera por medio de sistemas y accionadores hidráulicos. En ocasiones, se trata de un método por comparación, dado que puede emplear transductores adicionales para evaluar la presión del fluido y así controlarlo. Resulta, por lo tanto, un método de mayor incertidumbre que la medida mediante máquinas de carga directa.

- **Electromecánicas**

Este tipo de máquina se compone de una cadena de transmisión, con un motor eléctrico al inicio que genera el par y un freno al final. En medio el transductor o llave de para a ensayar. En el caso de tratarse de una máquina por comparación habrá dos transductores instalados: uno de referencia, previamente calibrado en otra máquina patrón, y el transductor o llave de para a ensayar.

El CEM dispone de dos máquinas patrón electromecánicas (Figura 1.2) (Robles Carbonell et al., 2006):

- Máquina de par por comparación de 5 kN·m
Rango de par: desde 2 N·m hasta 5000 N·m
Incertidumbre relativa de par: 2×10^{-4} ($k=2$)
- Máquina de par por comparación de 20 N·m
Rango de par: desde 0,2 N·m hasta 10 N·m
Incertidumbre relativa de par:
desde 0,5 N·m 5×10^{-4} ($k=2$)
desde 0,2 N·m 7×10^{-4} ($k=2$)

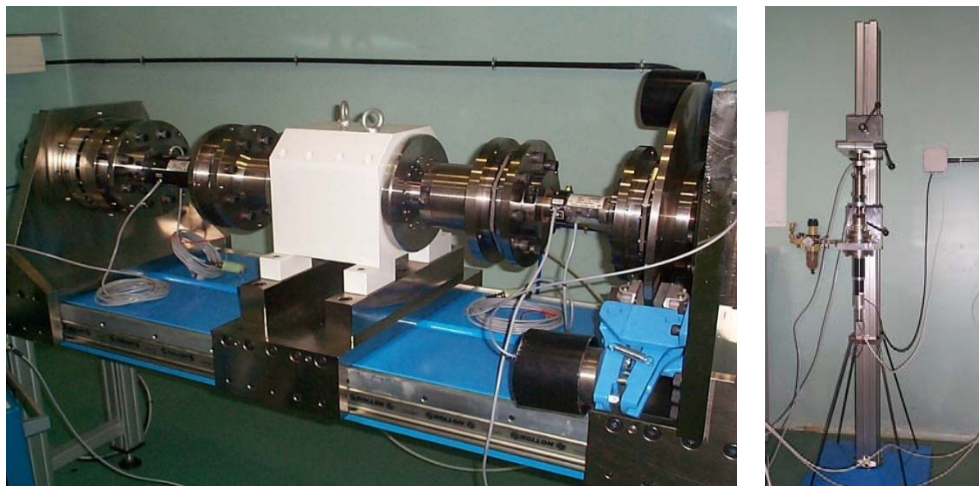


Figura 1.12. Máquinas de par electromecánica por comparación (izquierda 5 kN·m, derecha 20 N·m)

Los patrones primarios disponibles en España no podrían emplearse para asegurar la trazabilidad del par medido en bancos de ensayo de nacelles, dado que ninguno de ellos alcanza los valores de operación, en el rango de los MN·m. Como ya se ha comentado, tampoco los patrones de par disponibles en otros NMIs alcanzan el rango deseado.

Si bien nuevos sistemas y patrones están siendo desarrollados (Schlegel et al., 2017), en la actualidad no sería posible efectuar medidas trazables de par empleando transductores tradicionales. Por este motivo, se confirma el interés en desarrollar el método alternativo comentado anteriormente, en el que se obtendrá la medición de par trazable mediante mediciones de fuerza y longitud así mismo trazables a sus respectivos patrones primarios.

Capítulo 2. Definición del nuevo patrón de transferencia

En el presente capítulo se expone el sistema de medición propuesto para su utilización como patrón de transferencia para la medición del par, su principio de funcionamiento y el diseño preliminar del mismo.

El primer paso para la concepción del diseño fue la recopilación y estudio de las características de los bancos de ensayos de nacelle, claves para conseguir una medida del par efectiva durante la operación. Entre otros se estudiaron:

- Dimensiones y geometrías del banco de ensayos, los cuales servirán como punto de partida para el diseño del SFP.
- Condiciones especiales de funcionamiento y las características técnicas de la operación
- Diferencias que se encuentran con los sistemas de medición y calibración del par tradicionales, descritos en el capítulo anterior.
- Posibles requisitos y limitaciones técnicas a tener en cuenta en el diseño del patrón de transferencia.

En base a la información recopilada (facilitada en su mayoría por los operadores de los bancos de ensayos de nacelles participantes en el proyecto) se elaboró la propuesta inicial del diseño. Como ya se avanzó en el Capítulo 1, el alto rango y las condiciones de operación de los bancos de ensayo dificultan el empleo de los transductores de par tradicionales disponibles comercialmente. En su lugar, se propuso emplear un patrón de transferencia basado en el principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca. Estos sistemas determinan el par a través de medidas de fuerza y longitud.

Sin embargo, habitualmente los sistemas de fuerza palanca operan (al igual que los transductores de par tradicionales), de manera estática. Dado el movimiento de rotación presente en los bancos de ensayo, era necesario adaptar el principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca. Así, el patrón de transferencia diseñado debía ser capaz de efectuar la medición mientras se encuentra acoplado a la cadena de transmisión de los bancos de ensayo, rotando de manera solidaria a la nacelle y el resto de elementos del banco.

Una vez concebido el diseño conforme a los requisitos técnicos de los bancos de ensayo, se procedió a evaluar su comportamiento mecánico; dadas las elevadas cargas que se dan durante la operación, era necesario asegurar que el patrón de transferencia diseñado era capaz de soportarlas y transmitir las aguas debajo de la cadena de transmisión hasta la nacelle a ensayar.

Por tanto, se llevaron a cabo estudios de simulación por elementos finitos de carácter preliminar, cuyo objetivo era analizar la viabilidad y el comportamiento como patrón de transferencia del patrón de transferencia propuesto. Entre estos estudios destacó el análisis de las cargas a soportar por el sistema, estudiando distintas combinaciones hasta encontrar aquella combinación de cargas que generaba mayores tensiones en el sistema. Esta combinación se denominó "caso de carga crítico" y sería empleado durante toda la investigación, considerando así en todo momento el peor escenario posible.

También se llevó a cabo un estudio de materiales para determinar el más adecuado para su empleo en las componente diseñadas a medida para el SFP. Los materiales fueron propuestos por los operadores de los bancos de ensayo en base a su experiencia. Más adelante en la

investigación se modificaron los materiales de algunas componentes concretas, bien para mejorar la respuesta del SFP, bien por tratarse de materiales específicos de algunas componentes comerciales.

El software empleado para la realización de los diseños, así como para su estudio por elementos finitos fue SolidWorks (versión 2013). Este software fue elegido por su capacidad para llevar a cabo tanto los diseños como los estudios de movimiento y simulaciones por elementos finitos dentro de un mismo entorno, sin necesidad de exportar ni transformar archivos.

Solidworks permitía obtener información rápida sobre la calidad del diseño, al contar con una robusta herramienta de análisis por elementos finitos. Otro software con grandes herramientas FEM, como Ansys, fueron considerados. Sin embargo, Solidworks contaba con una herramienta para la medición de fuerzas entre componentes, más fácil de aplicar que en otros programas y que requería poco tiempo de cálculo. Esta herramienta resultaría especialmente útil a la hora de evaluar la medición de fuerza vista por los transductores incluidos en el patrón de transferencia.

2.1. Bancos de ensayos de nacelles: Características y requisitos

Como se ha comentado en el capítulo anterior, el interés creciente en el aumento de la producción de energía eólica ha llevado a grandes desarrollos tecnológicos aplicados a los aerogeneradores. Sin embargo, estos desarrollos, si bien han ayudado a incrementar la energía producida, no aseguran una máxima eficiencia si no se evalúan en detalle.

En el caso de las nacelles de los aerogeneradores, los nuevos desarrollos han permitido incrementar su tamaño y capacidad. En la actualidad, los aerogeneradores pueden generar energía eléctrica con potencias en el rango de los MW, todo ello gracias a los pares de torsión generados en las nacelles, del rango de los MN·m. Sin embargo, para asegurar que las nacelles actuales aprovechan al máximo la energía mecánica producida por el viento, es necesario estudiar en detalle su comportamiento, evaluando así el aprovechamiento real que las mismas hacen de los recursos eólicos.

Para ello se estudian las nacelles en los llamados bancos de ensayos de nacelle ("**NTB**" por sus siglas en inglés "*Nacelle Test Bench*"). En estos bancos se reproducen las condiciones de operación que soportaría la nacelle a estudiar tras su instalación en el parque eólico. Parámetros como la velocidad de rotación, la robustez del aparato y, sobre todo, el par torsor generado, son claves a la hora de determinar la eficiencia de la nacelle. Entre ellos, el par es uno de los más determinantes, puesto que, en conjunto con la velocidad de rotación, sirve para determinar la potencia generada en el banco; es por esto que es por ello que diversas investigaciones han estudiado ambos parámetros en conjunto (Brüge & Pfeiffer, 2019).

Todos los parámetros mencionados se ven afectados por las condiciones de operación y distintas situaciones meteorológicas o incidencias: vientos cruzados, racheados, paradas de emergencia, etc. Estas casuísticas se simulan también en los bancos de ensayo, analizando el comportamiento de la nacelle ante cada situación.

A continuación se describe las características generales de los bancos de ensayo de nacelles y sus condiciones de operación. A partir de las condiciones y necesidades descritas se elaboraron una lista de requisitos a tener en cuenta en el desarrollo del patrón de transferencia para la medición de par trazable en el rango de operación de los NTBs.

2.1.1. Descripción y componentes de los bancos de ensayo de nacelles

En la Figura 2.1 se muestra una vista esquemática de las principales componentes de uno de los bancos de ensayo que participaron en el proyecto EMPIR 14IND14, perteneciente a CENER.



Figura 2.1 Componentes de un banco de ensayos de nacelles (Fotografía por cortesía de CENER)

Los bancos de ensayo de nacelles son, en último término, una cadena de transmisión movida por un **motor principal**. Dicho motor principal hace las veces de “viento” generando un movimiento de rotación en el banco de ensayos que se transmite aguas debajo del banco o cadena de transmisión. Según la configuración de cada banco existen una serie de elementos intermedios. Por ejemplo, cajas de engranajes o cajas de cambios empleadas para regular el movimiento de rotación.

Un elemento típico en la cadena de transmisión, presente en la mayoría de los bancos de ensayo es el **Sistema de Aplicación de Cargas (“LAS”** por sus siglas en inglés, “*Load Application System*”). Este elemento está típicamente formado por actuadores que generan fuerzas laterales y axiales, así como momentos flectores aplicados a la cadena de transmisión (Figura 2.2) (Schkoda, 2015a). De este modo el LAS permite que el banco de ensayos aplique cargas adicionales a la nacelle a ensayar (Averous et al., 2017).

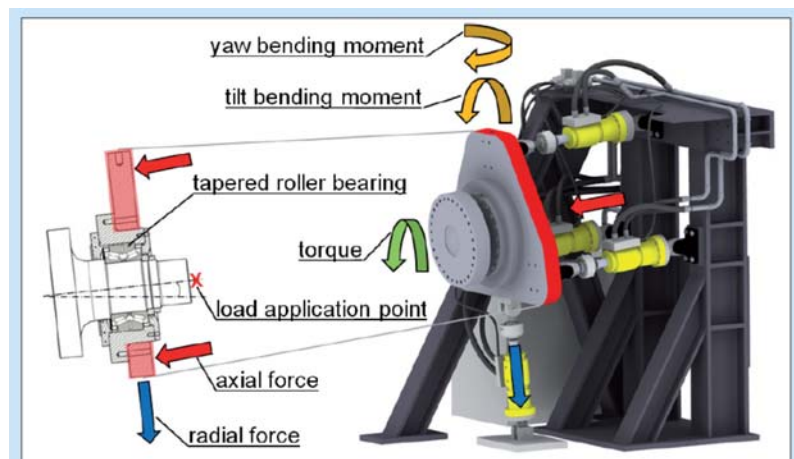


Figura 2.2 Sistema de aplicación de cargas (LAS) (Bosse et al., 2013).

En ausencia de las cargas producidas por el LAS se tendría un caso de “par de torsión puro” donde la única carga sufrida por la nacelle sería la del caso ideal donde el viento llega en una dirección óptima. Al aplicar diferentes cargas mediante el LAS se pueden simular situaciones de vientos laterales, racheados o direcciones no óptimas del viento respecto a los aerogeneradores.

Cabe señalar que en realidad, aún sin aplicar cargas mediante el LAS, siempre existen unas ciertas cargas parásitas a tener en cuenta, que hacen difícil alcanzar una situación de “par de torsión puro”. Estas cargas aparecen a causa de distintos factores: por la geometría del sistema, la rotación de la cadena de transmisión combinada con las grandes dimensiones de los elementos en ella incluidos, los errores de montaje y/o tolerancias en la alineación de las

distintas componentes del banco de ensayos, etc. En casos donde el LAS aplica pequeñas cargas, el control de la carga aplicada puede sufrir una cierta variabilidad (Schkoda, 2015b) (Wegener & Andrae, 2005).

Por todo ello, de cara al desarrollo del patrón de transferencia propuesto en esta investigación, será necesario tener en cuenta no solo el caso ideal de torsión pura, sino que también será necesario considerar ciertas cargas laterales y momentos debidos a estas fuerzas parásitas.

Tras el sistema de aplicación de cargas se ensambla **la nacelle** a estudiar. A menudo los operadores de bancos de ensayos se refieren a la misma como DUT por sus siglas en inglés (“*Device Under Test*”). La nacelle puede variar ligeramente en forma y dimensiones según el cliente al que pertenezca. Por esta razón la estructura sobre la que se erige todo el banco de ensayos cuenta con sujeciones modulares, con anclajes separados a intervalos de 1 m a lo largo y ancho del sistema (Figura 2.3); de este modo permiten realizar el montaje de los apoyos y/o sujeciones de la cadena de transmisión a distintas distancias.



Figura 2.3. Detalle de los anclajes del banco de ensayos de aerogeneradores de CENER (web oficial).

Este sistema de montaje modular otorga una cierta flexibilidad a la hora de adaptar el banco de ensayos a la geometría de las distintas nacelles. Sin embargo, esta variabilidad está limitada en la dirección de la cadena de transmisión, en tanto que lo permita la estructura y el tamaño de la nave en la que se aloja el banco de ensayos. Por ello, de cara a esta investigación, el patrón de transferencia a desarrollar deberá poder incluirse en la cadena de transmisión de los bancos de ensayo sin incrementar en demasía la longitud total de la misma.

Por último, al final del banco de ensayos se incluye un freno encargado de detener el movimiento de la cadena de transmisión. Este elemento se emplea también para efectuar pruebas del comportamiento de la nacelle ante una posible situación de parada de emergencia que pueda darse en un parque eólico a causa de una avería.

2.1.2. Etapas de la cadena de transmisión

A la vista de la configuración del banco de ensayos de nacelle existen varias zonas en las que podrían instalarse sistemas de medición del par (Figura 2.4), cada una de las cuales con unas características diferentes; dependiendo de la zona escogida, se tendrán unas condiciones de trabajo u otras.

Por ejemplo, existen diferencias en los esfuerzos y grados de libertad en cada una de las zonas de la cadena de transmisión. Inmediatamente a continuación del motor principal (Prime Mover en la Figura 2.4) se tiene un único grado de libertad en el sistema: solo existe rotación del eje principal de la cadena de transmisión. Sin embargo, aguas abajo, entre el LAS y la nacelle a ensayar (DUT en la Figura 2.4) aparecen las cargas adicionales que genera el LAS, por lo que se tienen 6 posibles grados de libertad: hay, por lo tanto, esfuerzos adicionales a la rotación pura del sistema.

También hay que tener en cuenta que, debido a las cajas de engranajes y otros elementos incluidos en el interior de la nacelle, hay zonas en las que se tiene distinta velocidad de rotación respecto de la generada por el motor principal.

La medición de par ideal sería aquella realizada a la entrada de la nacelle; incluso, a la entrada del generador que se encuentra en el interior de la misma, dado que en esta zona se lleva a cabo la conversión de la energía mecánica en eléctrica. Sin embargo, existe una caja de engranajes a la entrada de la nacelle que provoca una variación de la velocidad de rotación; a causa de este cambio, es en esta zona de entrada al generador, donde encontramos las velocidades de rotación más elevadas. Esta zona se conoce como “High-Speed Shaft” (“HSS”).

A mayor velocidad de rotación, mayor es la posibilidad de que el par torsor medido se vea afectado por posibles deformaciones en el eje de transmisión o de vibraciones causadas por el tren de potencia de la nacelle. Por este motivo, esta zona de la cadena de transmisión no se consideró la más adecuada para instalar el patrón de transferencia para la medición del par.

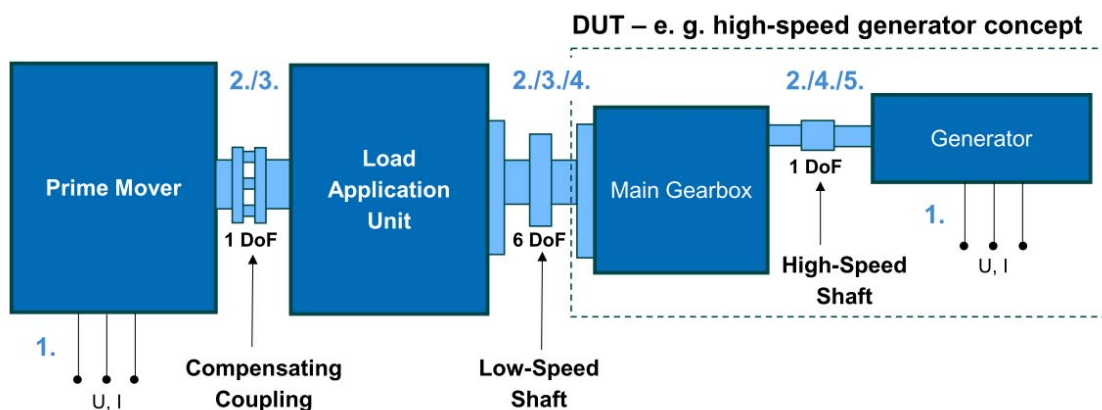


Figura 2.4 Etapas de la cadena de transmisión del NTB. Zonas de medida (Kock, Jacobs, Bosse, & Weidinger, 2017).

Algunos bancos de ensayo incluyen transductores o sistemas de medida que efectúan mediciones del par torsor a la salida del motor principal (Weidinger, Foyer, Kock, et al., 2018c). Estas mediciones permiten conocer el par generado por el motor y ayudar en el control del mismo. Sin embargo, no son un buen indicador del par que realmente llega hasta la nacelle a ensayar, el cuál sería aquel que realmente emplea la nacelle para generar energía eléctrica.

Entre la salida del motor y la entrada a la nacelle hay una serie de elementos (cajas de cambios, LAS, etc.) que pueden generar pérdidas.

Para poder evaluar de manera realista el rendimiento de la nacelle sería necesario efectuar la medición del par que realmente llega hasta la misma. Por todo ello, lo ideal sería que el patrón de transferencia a desarrollar en esta tesis efectuara una medida **directa** del par de torsión, lo más próxima posible a la entrada a la nacelle. El sistema empleado debería además asegurar la trazabilidad de la medida de par efectuada.

Ante las dificultades para aplicar una medición directa del par de torsión (debido al alto rango de operación las especiales características de los NTBs), en la actualidad se emplean métodos alternativos para la medición del par (Helmedag et al., 2014). Estos métodos se basan sobre todo en medidas eléctricas, extensometría, métodos matemáticos o de la geometría del transductor (Gnauert et al., 2018).

A continuación se enumeran algunas de los posibles métodos para la medición del par (Kock, Jacobs, Bosse, & Weidinger, 2017). El número que identifica a cada método aparece también en la Figura 2.4, indicando en qué etapa de la cadena de transmisión de los NTBs sería posible aplicar este método.

1. Potencia eléctrica y velocidad de rotación.
2. Deformación mediante galgas extensométricas aplicadas a un transductor de extremos bridados.
3. Fuerza y longitud de un brazo palanca a partir de los cuales se calcule el par.
4. Ángulo de torsión (encóders).
5. Par medido en el eje de alta velocidad (HSS) y modelo matemático posterior para el cálculo del par de acuerdo a la relación de la caja de engranajes y su eficiencia.

De entre los métodos mencionados, los empleados en la actualidad (1, 2, 4 y 5) están en su mayoría basados en medidas indirectas y modelos matemáticos (Zhang & Neshati, 2018), no pudiendo asegurar la trazabilidad de las medidas de par obtenidas. Por ello, el patrón de transferencia propuesto en esta investigación deberá emplear un método alternativo que sea capaz de asegurar la trazabilidad de las medidas. De entre los métodos planteados solo el basado en medidas de fuerza y longitud (3) se plantea como un buen candidato para la obtención de medidas de par trazables.

Las incertidumbres relativas asociadas a los métodos empleados actualmente en los bancos de ensayo son bastante elevadas, entre el 2 y 5 % (Foyer & Kock, 2017). El proyecto EMPIR tenía como uno de sus objetivos principales el desarrollo de nuevos métodos de medición del par cuya incertidumbre relativa asociada se encontrara por debajo del 1 %; conseguir mediciones de par con una incertidumbre estimada inferior a este valor era por lo tanto una de las metas de esta tesis.

2.1.3. Condiciones de operación especiales en bancos de ensayo de nacelles

Existen múltiples bancos de ensayo de nacelles en el mundo, cada uno de ellos con diferentes capacidades y características. Aunque existen ciertas guías y procedimientos para el ensayo de

nacelles (Germanischer Lloyd, 2010), ninguna de ellas contempla la medición del par y su trazabilidad. La medida del par de torsión está directamente relacionada con la potencia producida y con el rendimiento de la nacelle al convertir la energía mecánica y eléctrica. Es por ello que es necesario asegurar la trazabilidad del par medido en los bancos de ensayo de nacelles.

Sin embargo, asegurar la medición de par exacta y trazable es difícil debido a las condiciones de operación de los bancos de ensayo de nacelles. Los ensayos de las nacelles se llevan a cabo en condiciones muy diferentes a las calibraciones estándar llevadas a cabo de manera tradicional en los laboratorios de par.

2.1.3.1. Rango de trabajo

Un gran escollo a la hora de medir el par es el alto rango de trabajo (MN·m). El 50 % de los principales laboratorios de ensayo de aerogeneradores tienen rangos de operación de hasta 5 MN·m; éste es el rango dentro del cual pretenden dar servicio los desarrollos del proyecto EMPIR/el patrón de transferencia propuesto en esta investigación.

La trazabilidad del par se asegura referenciando los sistemas de medida a los laboratorios de par primarios. Estos sistemas de medida son típicamente transductores de par o llaves dinamométricas que se calibran en máquinas de par acreditadas y efectúan la medición de par de manera directa.

Sin embargo, apenas existen sistemas de medición del par que sean capaces de trabajar en el rango de los MN·m. En los últimos años algunos fabricantes han desarrollado nuevos transductores y sistemas que alcanzan rangos ligeramente mayores (1,5 MN·m). Sin embargo, estos nuevos desarrollos no son trazables a los patrones primarios, dado que la máquina patrón de par de mayor rango en la actualidad solo alcanza valores de par de hasta 1,1 MN·m.

Por todo esto, los sistemas tradicionales incluidos en la cadena de trazabilidad no son, por ahora, una alternativa trazable para la medición del par de torsión.

2.1.3.2. Condiciones de operación

Una de las principales diferencias es el modo de operación. Mientras que en una calibración de par tradicional se efectúa la medición de manera **estática**, en los bancos de ensayo de aerogeneradores se efectúa en un estado "**dinámico**", entendiéndose en este caso que el estado "**dinámico**" hace referencia a una **rotación** de los elementos implicados (Weidinger, Foyer, Kock, et al., 2018a).

Se entiende por calibración estática aquella en la que la medición se efectúa sin que exista una rotación entre el elemento que genera el par y el equipo de medición. Este tipo de situación es la que contemplan las normas y guías de calibración del par (EURAMET, 2011) y la que se da en las calibraciones de par en laboratorios acreditados o primarios. Sin embargo, en el caso de los bancos de ensayo, todos los elementos del mismo están girando solidarios a la cadena de transmisión.

Por ello, el patrón de transferencia a desarrollar (el cuál se pretende acoplar de manera directa a la entrada de la nacelle) deberá así mismo rotar junto con el resto de elementos del banco. Deberá además tenerse en cuenta que esta rotación, inexistente en las calibraciones estáticas, puede tener efectos sobre la medición del par que será necesario tener en cuenta (Brüge et al., 1997), tales como cargas parásitas y fuerza centrífuga.

2.1.3.3. Condiciones ambientales.

Los laboratorios primarios y acreditados de par cuentan generalmente con condiciones ambientales controladas. Una de las más determinantes es la temperatura. Los sistemas de medición de par y fuerza deben calibrarse a temperaturas controladas, según lo indicado en las respectivas guías y normas de calibración (la temperatura de referencia se establece típicamente a 20 °C). Por ello, los laboratorios cuentan con control de las condiciones ambientales y mantienen la temperatura dentro de valores lo más cercanos posibles a las condiciones descritas en estas normas.

Por el contrario, los bancos de ensayo de nacelles se encuentran erigidos dentro de grandes naves industriales. Dado el tamaño de los mismos, el espacio abierto en el interior de estas naves es muy grande, y el control de la temperatura es mucho más complicado. Muchas instalaciones no cuentan con sistemas de climatización precisos, por lo que la variación con respecto a la temperatura de referencia.

Esta variación tan elevada afecta no solo a las componentes de la cadena de transmisión, sino al comportamiento de cualquier sistema de medición del par que se pretenda incluir en el banco de ensayos. Por este motivo, la influencia de la temperatura en el patrón de transferencia debía ser estudiada y evaluada.

2.1.4. Requisitos generales del patrón de transferencia del par

A raíz de las características de los bancos de ensayo descritas y de la colaboración con los operadores de los NTB implicados en el proyecto EMPIR se elaboraron una serie de requisitos a tener en cuenta de cara al diseño del nuevo patrón de transferencia del par (Foyer & Kahmann, 2018b) (Kock, Jacobs, Bosse, & Gnauert, 2017).

De manera general, las características consideradas en el patrón de transferencia a desarrollar fueron las siguientes:

- Rango de operación nominal de 5 MN·m. Se estableció así mismo que el máximo rango que podría tener que soportar el patrón de transferencia sería de 6,5 MN·m, en base a las recomendaciones de los operadores de los bancos de ensayo. El patrón desarrollado no solo consideró el valor de 6,5 MN·m como un posible valor de seguridad ante sobrecargas, sino que se decidió mantener el valor de 6,5 MN·m como un rango de operación máximo, pudiendo efectuar medias de par hasta dicho valor. Por ello, el sistema propuesto en esta investigación fue diseñado para ser capaz de operar en el rango máximo, 6,5 MN·m, teniendo un rango más amplio que el de otros desarrollos llevado a cabo en el marco del proyecto EMPIR.

- Incertidumbre relativa asociada inferior al 1 %.
- Dimensiones mínimas, con un diámetro máximo admisible de 4,5 m y un ancho de 2 m.
- Montaje lo más sencillo posible. Tiempos necesarios para puesta en marcha y mantenimiento mínimos. Debe tenerse en cuenta que la preparación del banco para un único ensayo puede llegar a requerir un mes de operaciones de montaje y preparación de componentes.
- Capaz de operar bajo rotación.
- Capaz de soportar y transmitir cargas parásitas aguas abajo del sistema de medición, minimizando su efecto sobre la medición del par.

2.1.5. Requisitos técnicos para el diseño del patrón de transferencia

Además de los requisitos generales, los operadores de los bancos de ensayo compartieron detalles técnicos y constructivos acerca del banco y los elementos que lo conforman, descritas a continuación.

2.1.5.1. Geometría y montaje

Los operadores de bancos de ensayo participantes en el proyecto facilitaron detalles sobre la geometría de sus bancos y sus respectivas cadenas de transmisión. De entre los datos facilitados uno de los más relevantes eran los anclajes y espacio disponibles a lo largo de la cadena. Aunque el máximo ancho admisible propuesto por los operadores eran 2 metros, se procuró minimizar esta dimensión. Además, tanto el banco de CENER como el de RWTH tenían anclajes al suelo espaciados 1 metro entre sí. Se decidió por tanto intentar mantener un ancho total del patrón de transferencia de 1 metro, coincidiendo con los puntos de anclaje disponibles, lo cual podría facilitar las labores de montaje de ser necesario.

En cuanto a las dimensiones y unión del patrón de transferencia al resto de la cadena de transmisión fue necesario seleccionar las condiciones específicas de un único banco de ensayos. Cada banco tiene su propia geometría, tamaño del eje y tipología de unión. Se tomaron como referencia el diámetro del eje y la tipología de las bridas empleadas por CENER en su cadena de transmisión. De modo que, para anclar el patrón de transferencia a este banco de ensayos, se consideró una brida con un total de 56 taladros de métrica M52, ubicados en una línea base de diámetro 2 metros.

El patrón de transferencia podría ser empleado a en cualquier otro banco de ensayos añadiendo simplemente un adaptador, que incluyera nuevos taladros según la unión disponible en dicho banco de ensayos.

2.1.5.2. Cargas parásitas, laterales y momentos flectores

Como se ha comentado, todos los bancos de ensayo de nacelles incluyen sistemas de aplicación de cargas para simular la acción de vientos laterales o racheados. Aun cuando este

sistema no aplicara cargas, la presencia del mismo y otros elementos pueden acarrear desalineamientos y/o errores de montaje en la cadena de transmisión.

Así mismo, las grandes dimensiones de todas las componentes del banco de ensayos, así como las del propio patrón conllevan que la cadena de transmisión mueve grandes masas, las cuales pueden provocar deformaciones o desviaciones del eje de transmisión. La suma de todos estos pequeños errores y deformaciones tienen como consecuencia la presencia de ciertas cargas parásitas, laterales y momentos flectores. Estas cargas pueden afectar a la medición del par (Brüge et al., 1997).

En base a su experiencia, los operadores de los bancos de ensayo participantes en el proyecto facilitaron los valores máximos de fuerzas laterales y axiales y momentos flectores a considerar (Tabla 2.1). Estas fuerzas afectarán al patrón de transferencia, el cual deberá transmitirlos aguas abajo al tiempo que se pretendía minimizar su efecto sobre la medida del par torsor a efectuar. Por ello, se estudiaron en detalle y se analizaron sus posibles combinaciones sobre el patrón de transferencia.

Tabla 2.1. Cargas previstas en los bancos de ensayo de nacelles (par puro y par puro + cargas parásitas)

Cargas en Bancos de ensayo						
Caso	Par Torsor [kN·m]	Empuje (fuerza axial) [kN]	Fuerza Radial F_y [kN]	Fuerza Radial F_z [kN]	Guiñada (M. flector) M_z [kN·m]	Cabeceo (M. flector) M_y [kN·m]
Caso LC1: Par puro	6500	0	0	0	0	0
Caso LC2: Par y cargas parásitas	6500	100	100	100	100	100

2.1.5.3. Materiales propuestos

En base a su experiencia, los operadores de los bancos de ensayo estudiaron y compartieron aquellos materiales de características más idóneas para las cargas y condiciones de operación de los NTBs.

De entre los materiales sugeridos por los operadores de los bancos de ensayo (Tabla 2.2), aquellos que tenían una mayor resistencia y límite elástico (considerando un coeficiente de seguridad del 30 %,

Tabla 2.3) fueron los elegidos para aplicar al diseño del patrón de transferencia.

Tabla 2.2. Materiales propuestos por los operadores de los NTB (ASM, 1990)

Materiales propuestos - Características técnicas						
Nombre del material	Límite elástico - R_e [MPa]	Resistencia a la tracción - R_m [MPa]	Elongación tras fractura - A_{min} [%]	Módulo de elasticidad E [MPa]	Poisson	Norma
42CrMo4 (1.7225)	550	800	13	$2,1 \times 10^5$	0,3	EN 10083-3: 2006
36NiCrMo16	800	1000	11	$2,1 \times 10^5$	0,3	EN 10083-3: 2006
S355JR (1.0045)	275	450	17	$2,1 \times 10^5$	0,3	EN 10025-2: 2004
EN-GJS-500-14 (5.3110)	390	480	14	$1,74 \times 10^5$	0,275	EN 1563: 2015
G42CrMo4+QT2 (1.7231) *	700	850	10	$2,1 \times 10^5$	0,3	EN 10293: 2015

*Opción menos recomendada, mantenida como alternativa en caso de descartar otros materiales

Tabla 2.3. Materiales propuestos y máxima tensión permitida considerando un coeficiente de seguridad del 30 %.

Materiales propuestos - Máxima tensión admisible	
Nombre del material	Límite elástico - R_e [MPa]
42CrMo4 (1.7225)	$R_{e_min} / 1,3 = 423$ MPa
36NiCrMo16	$R_{e_min} / 1,3 = 615$ MPa
S355JR (1.0045)	$R_{e_min} / 2 = 138$ MPa (at welding joint)
EN-GJS-500-14 (5.3110)	$R_{e_min} / 1,5 = 260$ MPa
G42CrMo4+QT2 (1.7231) **	$R_{e_min} / 1,5 = 467$ MPa

Estos materiales se emplearían en aquellas componentes más relevantes del diseño a desarrollar; sin embargo, otras componentes comerciales podrían tener materiales diferentes según lo especificado o recomendado por los fabricantes.

2.1.5.4. Datos de operación

Como se ha comentado, el sistema no solo soportará el efecto de cargas parásitas. Otras condiciones de operación características de los bancos de ensayo de nacelles pueden afectar a las medidas de par efectuadas. Por ello, el patrón de transferencias debía tener en cuenta estas influencias.

A lo largo de esta investigación se persiguió estudiar el comportamiento del patrón desarrollado ante la presencia de las distintas características de operación e influencias sobre la medida del par. La mayoría de las posibles influencias del par se muestran en la Figura 2.5.

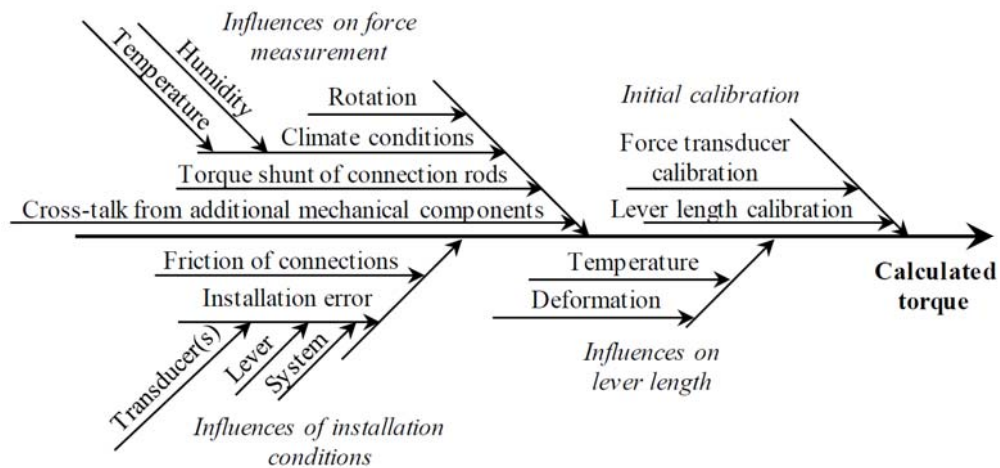


Figura 2.5. Diagrama de Ishikawa de las posibles influencias en un patrón de transferencia del par basado en medias de fuerza y longitud (Foyer & Kahmann, 2018a)

Muchas de las influencias consideradas solo podrían cuantificarse una vez se instalase el patrón de transferencia en el banco de ensayos de nacelle, mediante un estudio de las mediciones obtenidas; otras sin embargo podían estimarse desde la etapa de diseño y análisis del patrón propuesto.

De entre las posibles influencias sobre la medida se buscó estimar y minimizar el efecto de aquellos agentes externos cuyo efecto pudiera reducirse a través de modificaciones en el diseño. También se pretendía emplear herramientas FEM para cuantificar el efecto de estas influencias sobre la medida del par.

Además de las cargas parásitas, aquellas influencias cuyo efecto se consideró para su estudio mediante técnicas de análisis por elementos finitos fueron las siguientes:

- **Efecto de la temperatura:**

Como ya se ha comentado, en los bancos de ensayo se tienen grandes variaciones de temperatura respecto a las temperaturas de referencia empleadas en laboratorios de calibración, las cuales pueden afectar significativamente a la medida del par efectuada.

Las temperaturas máxima y mínima medias en los bancos de ensayo fueron de 40 °C y 5 °C respectivamente. Sin embargo, para algunas componentes concretas, cuyas dimensiones podían verse afectadas en mayor medida por las variaciones de temperatura, se estudiaron por separado casos de temperaturas más extremas.

También se consideró la llamada Temperatura de operación, de 30 °C. Esta temperatura contempla las pequeñas variaciones que pueden ocurrir en la temperatura del banco de ensayos desde el inicio de un ensayo hasta el final del mismo. En el período que dura un ensayo las variaciones son mucho menores que las contempladas en las temperaturas mínima y máxima. Por ese motivo, se estudiaron no solo las temperaturas extremas, sino también una temperatura media.

- **Efecto de la rotación:**

Tal y como se ha explicado anteriormente, una de las principales características de los bancos de ensayo de nacelles es su movimiento de rotación continua durante los ensayos. Esta rotación genera una fuerza centrífuga que afecta a las componentes de la cadena de transmisión y que podría por lo tanto afectar a la medida de par a efectuar.

Por este motivo se estudió el efecto de la rotación, considerando la aplicación de una velocidad de 25 rpm.

- **Peso de las componentes:**

Aunque en la mayoría de las simulaciones por elementos finitos se tiene en cuenta la gravedad, en el caso del patrón de transferencia desarrollado en esta tesis era especialmente relevante estudiar su efecto por separado. Las componentes a desarrollar, de grandes dimensiones, tenían asociadas grandes masas, cuyo efecto sobre el sistema completo y la medida del par efectuada debían estudiarse por separado.

2.2. Principio de funcionamiento del patrón propuesto

Tal y como se introdujo en el capítulo 1, los patrones par disponibles en la actualidad no alcanzan el rango de operación de los MN·m. Como se ha expuesto anteriormente, cuando en la industria (y concretamente en el caso de los bancos de ensayo de nacelles) se hacen necesarias medidas de par en rangos tan elevados, éstas son obtenidas mediante métodos experimentales o indirectos, tales como las medidas eléctricas, métodos de extrapolación (Weidinger, Foyer, Ala-Hiiron, et al., 2018) o los modelos matemáticos. Desgraciadamente, ninguno de estos métodos es trazable a los patrones internacionales de par descritos en el capítulo anterior, basados en la realización de la unidad según el SI.

Según el SI, el par se define como el momento generado por una fuerza de magnitud conocida en el extremo de un cuerpo longitudinal de longitud así mismo conocida. Por lo tanto, es posible determinar el par a través de medidas de fuerza y longitud (Figura 2.6). Este es el principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca (Lorente-Pedreille, Sebastián, Medina-Martín, et al., 2019).

Para medir un par determinado, los sistemas de fuerza palanca miden de manera directa la fuerza que resulta en el extremo de un cuerpo de longitud calibrada mediante transductores de fuerza, trazables a las máquinas patrón de fuerza. Gracias al empleo de elementos trazables de medición, como son los transductores de fuerza, es posible asegurar la trazabilidad de la medida de par obtenida.

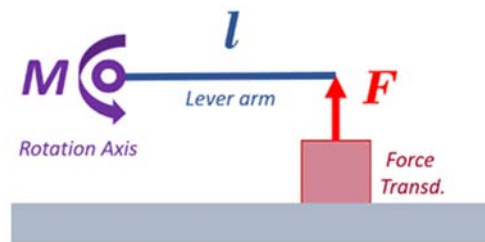


Figura 2.6. Principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca, donde “M” es el par generado que se desea medir, “l” la longitud de un brazo acoplado al eje de giro donde se genera el par y “F” la fuerza de reacción medida por un transductor de fuerza.

Los sistemas de fuerza palanca tienen diferentes aplicaciones en la industria. Una de las más relevantes por su similitud con el objeto de esta investigación son los bancos de ensayos de motores (Figura 2.8). En dichos bancos se incluye un brazo montado sobre el eje del motor principal. El extremo del brazo se une al suelo o a una estructura fija, conectado a través de una célula de carga o un transductor (Figura 2.7). El par se determina mediante el producto de la longitud del brazo, previamente calibrado, y la fuerza medida por el transductor.

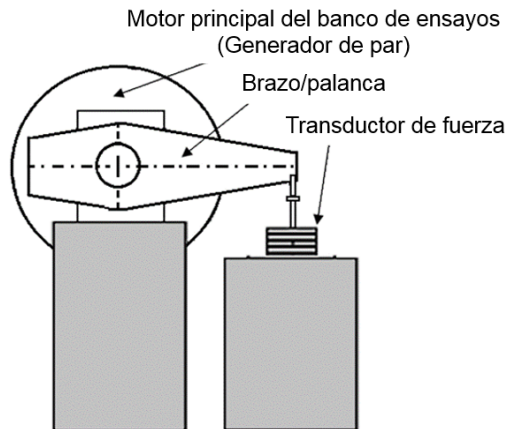


Figura 2.7. Esquema de medición del par mediante brazo y transductor de fuerza

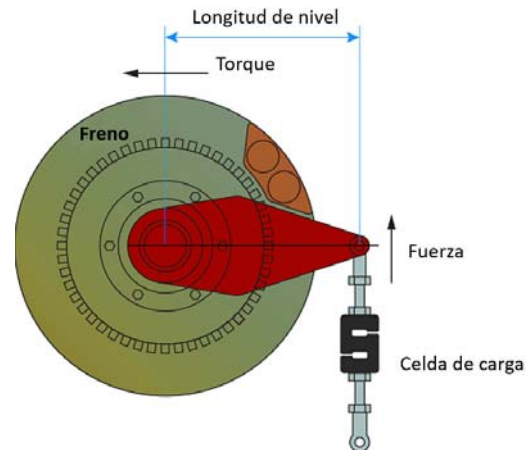


Figura 2.8. Medición del par en un banco de motores (Imagen cortesía de HBM)

Los transductores de fuerza en la actualidad pueden ser calibrados hasta 50 MN, por lo que, en combinación con la longitud del brazo del sistema, podrían medir magnitudes de par de rango elevado. Por lo tanto, el empleo del principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca permitiría por lo tanto asegurar la trazabilidad de las medidas de par incluso en el rango de los MN·m.

Los sistemas de fuerza palanca existentes, como los empleados en los bancos de ensayo de motores, operan en régimen estático: el motor o generador de par produce un momento de torsión, pero no se llega a producir la rotación de los elementos acoplados al mismo. Así mismo, como se explicó en el capítulo anterior, las calibraciones individuales de los transductores tanto de fuerza como de par se llevan a cabo de manera estática, sin desplazamiento o rotación de los mismos durante el proceso.

Por el contrario, los bancos de ensayo de nacelles efectúan sus pruebas en dinámico: toda la cadena de transmisión rota debido a la generación de par que se produce en el banco. Debido a esto, el sistema de fuerza palanca debe ser adaptado a las condiciones del banco de ensayos para ser capaces de efectuar las medidas en régimen de rotación.

Por ello, a lo largo de esta investigación se ha desarrollado un nuevo patrón de transferencia, el cuál parte del principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca, pero cuyo diseño debía adaptarse al movimiento de rotación del banco de ensayos. El nuevo patrón de transferencia pasó a denominarse "Sistema de Fuerza Palanca" o SFP, en referencia a su principio de funcionamiento. Cabe señalar que a lo largo de este documento podría hacerse referencia al SFP como patrón de transferencia del par o como sistema de medición del par, dado que cumple ambas funciones:

- Uno de los objetivos del SFP obtener medidas de par trazables, actuando como un patrón de transferencia apto para los bancos de ensayo de nacelles, asegurando su trazabilidad a los patrones primarios de la magnitud par.
- Al mismo tiempo, el SFP es un equipo pensado para efectuar mediciones en los bancos de ensayo de nacelles, empleando una técnica diferente a la empleadas actualmente en los NTBs, basada en el principio de funcionamiento de los sistemas de fuerza palanca. Es, por tanto, un nuevo sistema de medición del par alternativo a la técnica o principio empleado por los transductores de par tradicionales.

2.3. Diseño preliminar del patrón de transferencia propuesto

2.3.1. Adaptación a las características de los bancos de ensayo

El nuevo patrón de transferencia (también llamado sistema de fuerza palanca por su principio de funcionamiento) debe combinar las características de las calibraciones tradicionales de fuerza y par con las condiciones dinámicas de los bancos de ensayos de nacelles. Dado que la medición del par se obtiene a partir de la fuerza y la longitud, el sistema debía incluir transductores de fuerza, así como un cuerpo o cuerpos de longitud conocida.

- Conexión al NTB

Durante la operación, cuando se produce la rotación de todos los elementos en la cadena de transmisión del banco de ensayos, era necesario que el sistema de fuerza palanca girase de manera solidaria al resto de elementos. Las uniones de los distintos elementos en la cadena de transmisión de los bancos de ensayo de nacelles se llevan a cabo habitualmente mediante conexiones bridadas, asegurando la transmisión de movimiento. Por otra parte, se requería del sistema la posibilidad de montarlo y desmontarlo para su mantenimiento en el mínimo tiempo posible, así como para la calibración periódica de los elementos de medición contenidos en él.

Por todo ello, se decidió que el sistema de fuerza palanca estuviese contenido entre dos extremos bridados. Para asegurar la facilidad de montaje y desmontaje de otros elementos se decidió incorporar soportes para los transductores que permitieran acceder a los mismos y extraerlos de manera independiente al resto del SFP. Así se minimizarían tiempos de montaje.

Como ya se ha comentado, como referencia para el diseño de las conexiones bridadas, se tomaron como referencia la geometría y dimensiones de un banco de ensayo concreto, el del Centro Nacional de Energías Renovables (CENER). Como se comentó anteriormente, lo ideal sería medir el par de torsión lo más cerca posible de la entrada de la nacelle a ensayar; por ello, se decidió ubicar el SFP entre el sistema de aplicación de cargas (LAS) y la nacelle a ensayar (Figura 2.9). De este modo se obtendría información directa del par que realmente llega a la turbina.

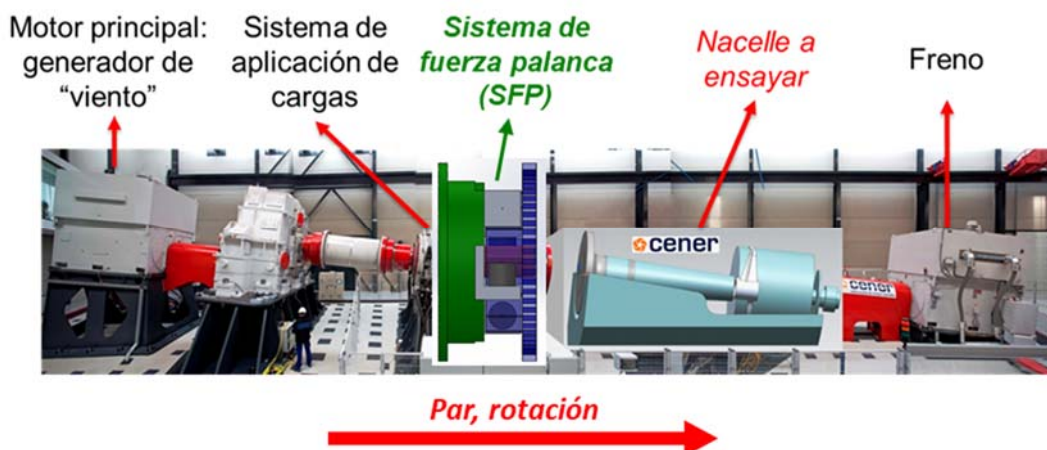


Figura 2.9. Posición del SFP en el banco de ensayos

- **Rango de operación.**

El rango de trabajo del sistema propuesto debía alcanzar los 5 MN·m, dado que esta magnitud cubre el rango de trabajo de un gran número de los bancos de ensayos existentes en el mundo. Sin embargo, finalmente se decidió diseñar el SFP para un rango de trabajo mayor, 6,5 MN·m. De este modo, el SFP podría emplearse en bancos de ensayo de hasta 5 MN·m, siendo capaz de soportar un incremento de la carga de hasta 1,5 MN·m, o ser directamente aplicado en bancos de ensayo de mayor capacidad.

Incluso podría operar en bancos de mayor rango, dado que la tensión máxima permitida en el análisis FEM del sistema tendrá en cuenta un coeficiente de seguridad del 30 % sobre el límite elástico. De este modo, se asegura la resistencia del sistema ante una carga total de 6,5 MN·m, dado que el coeficiente de seguridad empleado prepararía al sistema para pequeñas sobrecargas por encima de este valor.

- **Múltiples transductores**

Como se ha comentado en el capítulo anterior, las máquinas patrón de fuerza permiten llevar a cabo calibraciones en el rango de los MN. Existen transductores de fuerza comerciales que pueden alcanzar un rango de hasta 10 MN, por lo que podría pensarse que una opción válida para la medición de fuerza en el SFP sería incluir un único transductor de gran capacidad.

Sin embargo, la incertidumbre asociada puede ser mayor en rangos de operación elevados. Los materiales elegidos para para la fabricación de los cuerpos elásticos son objeto de exhaustivas pruebas por parte de los fabricantes y han sido testados en rangos de trabajo más bajos en numerosos estudios. En rangos más bajos, su comportamiento es por tanto bien conocido y su elasticidad actúa de manera más lineal.

Sin embargo, en rangos más elevados en ocasiones el comportamiento del material varía, dando lugar a variaciones de los resultados obtenidos, no alcanzándose por tanto la misma respuesta que en rangos más bajos. Es por ello que algunas características, como la sensibilidad al efecto de cargas laterales o la repetibilidad pueden verse afectadas.

Por todo esto, para equilibrar el sistema y distribuir la carga total, se decidió emplear varios transductores de capacidad ligeramente inferior (2 a 5 MN) en lugar de un único transductor de mayor capacidad; así el par a transmitir se repartía entre todos los transductores incluidos. De este modo, los transductores seleccionados podían emplearse en la zona de magnitudes más baja de su rango de operación. En esta zona el comportamiento de su cuerpo elástico es mejor conocido y las contribuciones e influencias sobre la incertidumbre de medida podrían ser menores.

El hecho de emplear varios transductores de fuerza supone que el sistema propuesto debía contar con más de un brazo o bien con varios puntos de contacto sobre un mismo brazo. Con el fin de equilibrar el sistema, el diseño ideal debería incluir varios transductores y brazos repartidos con una simetría angular respecto a la cara plana de la brida.

En el capítulo siguiente se describe el estudio de los requisitos más importantes a tener en cuenta a la hora de seleccionar un transductor comercial válido, así como el proceso de selección del mismo. En el prototipo original descrito en este capítulo se incluyó un transductor modelado con la forma y dimensiones típicas de los transductores comerciales del rango de operación deseado. Tras el estudio y selección de un transductor comercial, se incluyó el mismo en la versión optimizada del sistema propuesto.

- **Cargas parásitas**

Por último, a pesar de que el sistema de aplicación de cargas (“LAS”) de los bancos de ensayo (presente aguas arriba del sistema de fuerza palanca) no genere grandes fuerzas o momentos mientras se encuentre acoplado el SFP al banco de ensayos, siempre existen pequeñas cargas, llamadas cargas parásitas que deben ser consideradas. Estas cargas se traducirán en fuerzas y momentos flectores que afectarán al transductor de fuerza.

Diferentes desarrollos han perseguido crear sistemas de medición que sean capaces de medir y cuantificar las combinaciones de distintas cargas multicomponente (Marangoni et al., 2018), demostrando su presencia y efectos (Desogus et al., 2010) (Genta et al., 2016).

El diseño propuesto no tenía como objetivo medir las cargas parásitas presentes en el NTB, sino transmitir las aguas abajo, minimizando su efecto sobre las mediciones de par efectuadas por el SFP. Para ello, se adaptaron las componentes diseñadas y se incluyeron componentes adicionales que pudiesen ayudar a mitigar esta influencia.

2.3.2. Diseño preliminar. Componentes del sistema.

2.3.2.1. Características del diseño preliminar

Conocidas las características de los bancos de ensayos, se desarrolló un diseño preliminar del patrón de transferencia, que integraba elementos de medición de la fuerza y un brazo o componente de longitud conocida, necesarios para la obtención de la medida del par (Figura 2.10).

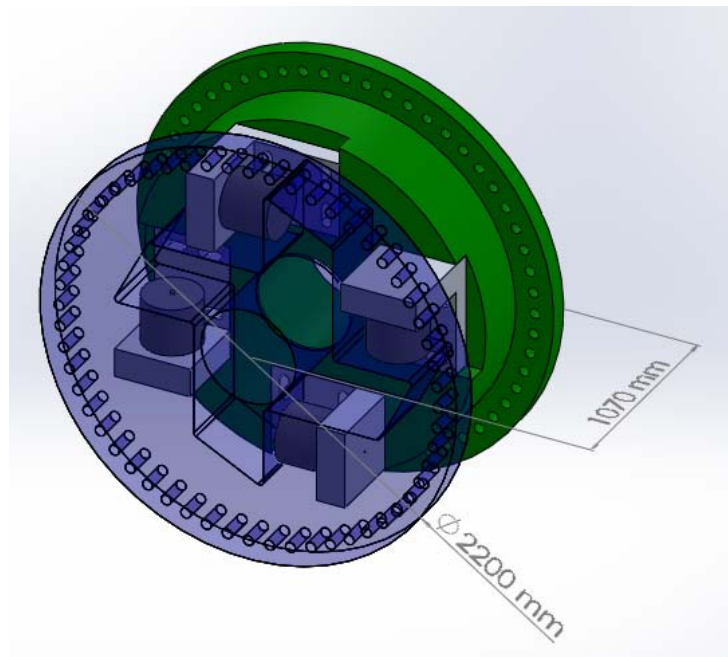


Figura 2.10. Concepción del SFP

Como se ha comentado, un requisito del sistema era facilitar las tareas de montaje y desmontaje en el banco de ensayos, y por ello se decidió contener todo el sistema de medición entre dos extremos bridados. Había dos opciones para cumplir con este objetivo.

La primera opción proponía que los extremos bridados (empleados para unir el SFP al banco de ensayos) fueran piezas independientes, que se ensamblaran al resto de los componentes del sistema de fuerza palanca (brazo, componente para soportar y posicionar los transductores, etc.). Sin embargo, decantarse por esta solución suponía introducir elementos de unión, como tornillos o soldaduras, que aseguraran el correcto montaje de los elementos del sistema de medición con los extremos bridados, asegurando así el giro solidario de todo el sistema. Para asegurar el giro solidario y la calidad de las medidas efectuadas por los transductores, era necesario minimizar las posibles holguras o deformaciones de los elementos intermedios y/o de unión que pudieran afectar a las mediciones efectuadas por el SFP. Además, los esfuerzos soportados por las uniones (por ejemplo esfuerzos cortantes en los tornillos) podían alcanzar valores muy elevados y comprometer la vida útil del sistema.

Por todos estos inconvenientes se decidió descartar la idea de incluir los extremos bridados como componentes individuales. Por el contrario, se optó por una segunda opción: un diseño “built-in”, donde cada extremo bridado conformaba una única pieza con algunos de los componentes del sistema de medición. Así, uno de los extremos se mecanizaría incluyendo la geometría deseada para el brazo palanca, con cuatro extremos (Figura 2.11, a), y el otro extremo incluiría material suficiente para hacer de alojamiento para los transductores y otros elementos necesarios para su montaje (soportes, etc.) (Figura 2.11, b).

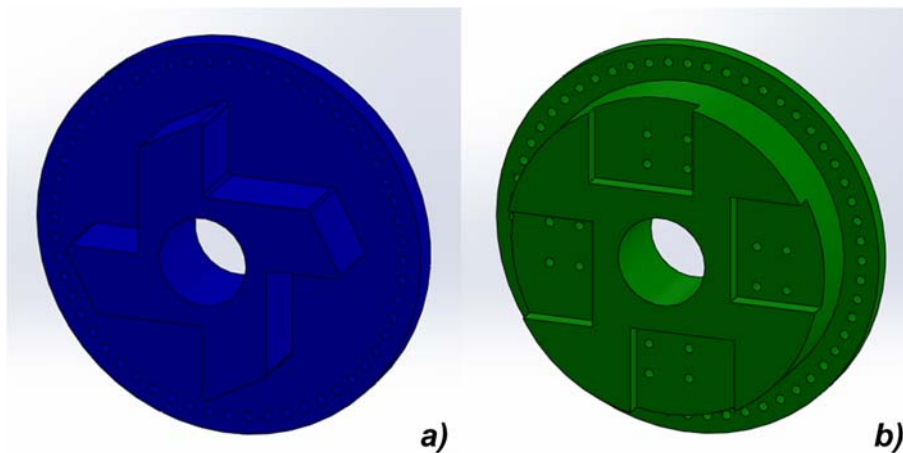


Figura 2.11. Componentes del SFP con bridas “built-in” para su conexión al NTB: a) brida de salida, a) brida de entrada

La opción elegida incurría en mayores costes de material y mecanizado, por sus dimensiones y complejidad de su geometría, frente a un diseño con elementos mecanizados de manera independiente y posteriormente ensamblados. Sin embargo, esta opción aseguraba la solidaridad del sistema con el resto de la cadena de transmisión y suponía facilitar el montaje del sistema completo en el banco de ensayos. Como ya se ha comentado, las tareas de montaje y desmontaje de cualquier elemento del banco suponen demoras muy grandes con un alto impacto en el coste de los ensayos de nacelles. Gracias a la solución elegida se satisface uno de los requisitos planteados por los operadores de los bancos de ensayo, minimizando los tiempos de preparación de banco para su verificación.

Sin embargo, la primera aproximación del diseño resultaba demasiado rígida. La transmisión del par y los esfuerzos adicionales generados aguas arriba de la cadena de transmisión eran transmitidos únicamente a través del contacto entre el transductor y el brazo. De este modo, las cargas parásitas generadas por el sistema de aplicación de cargas del banco de ensayos eran directamente transmitidas al transductor, por lo que afectarían a la medida de la fuerza.

Por ello, se decidió modificar la idea original, incluyendo un soporte (denominado “Soporte Interno”) que hiciera el sistema más robusto y sirviera para mitigar el efecto de las cargas parásitas (Figura 2.12). Más adelante se seleccionarían rodamientos para montar el soporte en el SFP, los cuales ayudarían a transmitir las cargas parásitas minimizando el efecto de las mismas sobre los transductores.

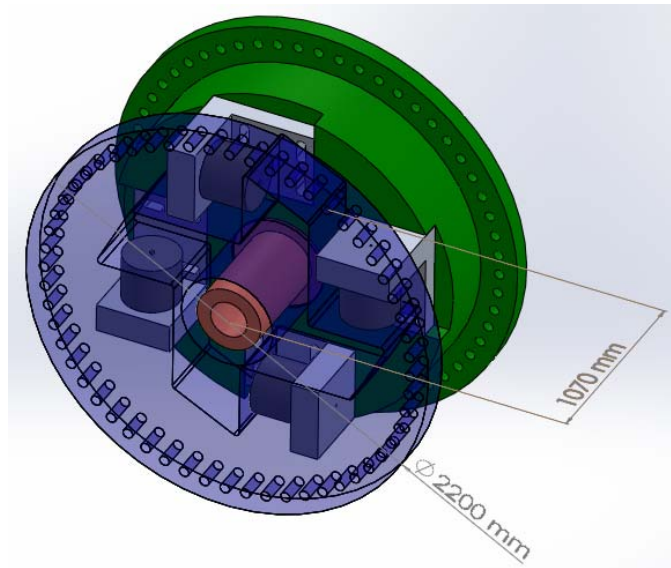


Figura 2.12. Diseño preliminar del SFP, incluyendo Soporte interno (en el centro del conjunto) para la transmisión de las cargas parásitas

El sistema se diferencia en dos partes principales: “FixSide” (Figura 2.14), zona de entrada del par al SFP, y “LeverSide” (Figura 2.11, a), zona de salida del SFP. Ambas partes se encuentran conectadas por dos vías: el contacto entre transductores y brazo, por el cual se transmite la rotación y el par a través del sistema, y el Soporte Interno, incluido para dar estabilidad al sistema y minimizar el posible efecto de cargas parásitas. De cara al análisis del sistema en dos partes, se repartieron estas componentes en dos subconjuntos:

- El subconjunto “FixSide” era aquel que incluía el extremo bridado del sistema llamado “InFlange” o Brida de Entrada (Figura 2.13): a través de este elemento llegaría hasta el SFP el movimiento de rotación y el correspondiente par generado aguas arriba en la cadena de transmisión del NTB por el motor principal. Este subconjunto “FixSide”, además del elemento bridado “InFlange” incluía también el soporte interno y los elementos de medida de la fuerza junto con sus adaptadores.

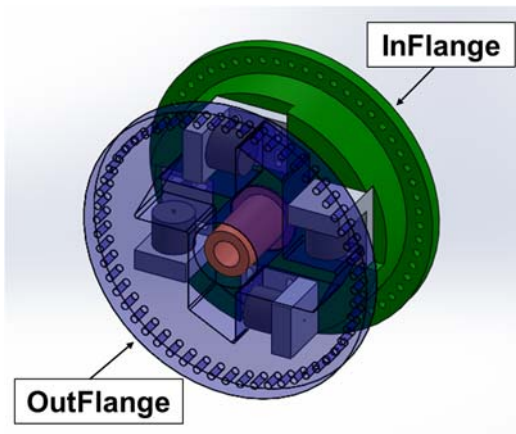


Figura 2.13. Bidas de entrada y salida

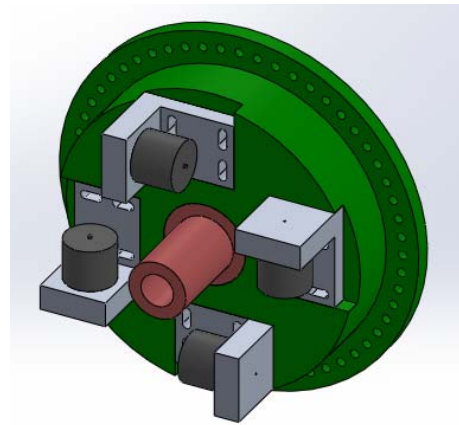


Figura 2.14. "FixSide": incluye la Brida de Entrada "InFlange", el soporte interno del SFP y los transductores de fuerza junto con sus soportes

- La otra parte del sistema, llamada "LeverSide" incluía únicamente el otro extremo bridado del sistema de fuerza palanca (llamado "OutFlange" en la Figura 2.13), el cuál recibe el movimiento de rotación desde el FixSide y lo transmite aguas debajo de la cadena de transmisión del banco de ensayos, hasta la nacelle a ensayar (Figura 2.15). Como ya se ha comentado, este elemento, llamado también "Brida de salida", tiene también mecanizado los cuatro extremos o brazos de longitud conocida.

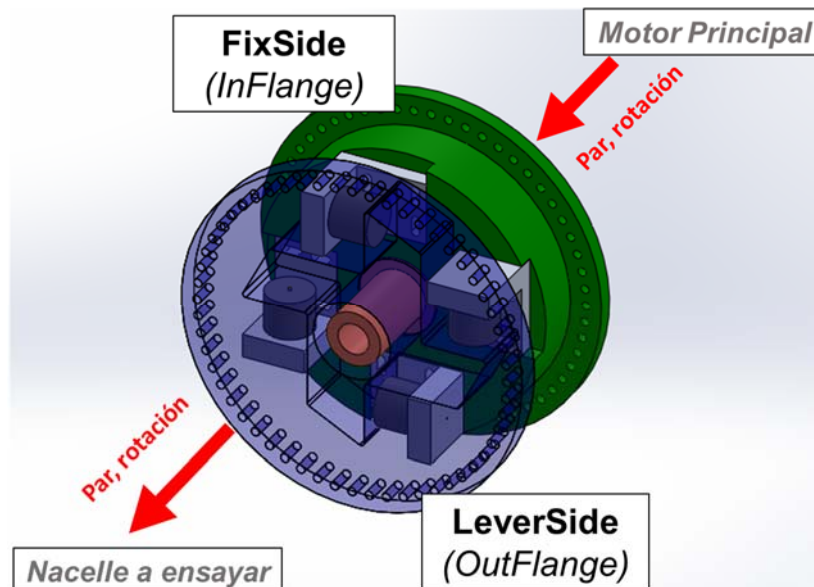


Figura 2.15. Subconjuntos del SFP. Dirección de transmisión del par desde el banco de ensayos hasta la nacelle, pasando por el SFP.

Se decidió que todos los elementos estuvieran contenidos dentro del perímetro marcado por la línea de unión de los taladros de los extremos bridados (2 metros). Esto limitaba la dimensión máxima del brazo de longitud. También limitaba el espacio disponible en el SFP para montar los transductores y sus soportes, incluyendo también espacios libres para la instalación posterior de la instrumentación de los mismos.

Esta instrumentación es especialmente relevante en el momento de la puesta en marcha del SFP. Dado que la medición de par se llevará a cabo bajo la rotación del sistema, haciendo

imposible la conexión directa mediante cables a los transductores, será necesario emplear aplicaciones de telemetría para la adquisición de datos, debiendo montar los equipos de captura de datos inalámbricos en el propio SFP.

Atendiendo a estas limitaciones, el máximo número de transductores que admitía el espacio disponible fue de cuatro, reservando espacio suficiente para su posterior cableado e instalación de su instrumentación.

Al disponer de varios transductores en contacto con sus correspondientes brazos, el par total se repartía entre los 4 conjuntos brazo-transductor. De este modo, la fuerza total medida por los transductores era inferior a la medida en el caso de contar con un único transductor, como se muestra en la Figura 2.16. Cada pareja brazo/transductor obtenía un par torsor (M en la imagen) a partir de su fuerza medida (F) en el transductor y la distancia del punto de contacto al eje de rotación (d).

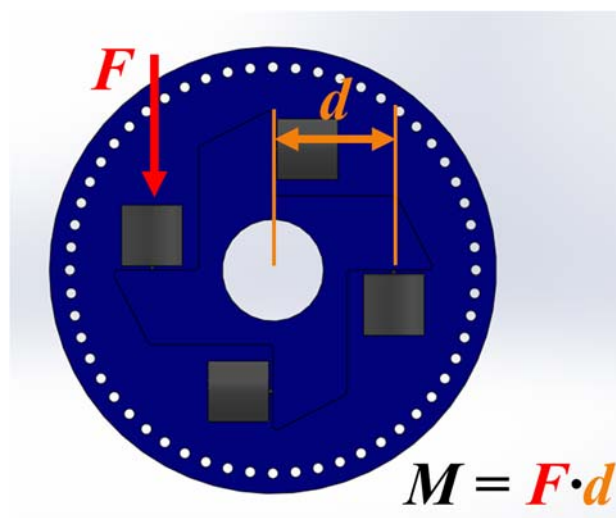


Figura 2.16. Vista esquemática de las componentes del par en cada pareja brazo/transductor

Se procuró posicionar los transductores lo más cerca posible del extremo del SFP, puesto que a mayor longitud del brazo, menor fuerza medirán los transductores y por tanto, se podrían seleccionar transductores de menor capacidad y menor tamaño. Para simular el comportamiento del SFP y los posibles transductores a emplear se diseñaron estos elementos a medida, empleando dimensiones similares a las de los transductores comerciales que operan en el rango estimado (entre 2 y 5 MN). Una vez estudiado el diseño preliminar y probada su viabilidad se llevó a cabo un estudio de los requisitos técnicos de los transductores y una evaluación de las alternativas comerciales disponibles. Este proceso se describe en el capítulo siguiente.

Una vez alcanzado el diseño preliminar y conocida la posición de los transductores respecto del eje de transmisión (lo más cerca posible del perímetro de unión de los extremos bridados), la distancia al eje de rotación resultó ser de 595 mm; este valor sería el empleado como longitud del brazo.

El movimiento de rotación llegaba al sistema a través de la brida de entrada, la cual contendrá los transductores de fuerza. Estos transductores estarán en contacto con el brazo, que se encuentra alojado en la brida de salida. Al iniciarse el movimiento de rotación los transductores ejercerán una fuerza tangencial sobre el brazo, transmitiendo de este modo el movimiento al resto del sistema de fuerza palanca; así todo el sistema rota solidario a la cadena de transmisión

del NTB (Figura 2.17). Al mismo tiempo, la compresión del cuerpo elástico del transductor proporciona la medida de la fuerza. A través de la brida de salida el sistema transmite el movimiento aguas abajo del banco de ensayos, hacia la nacelle a ensayar.

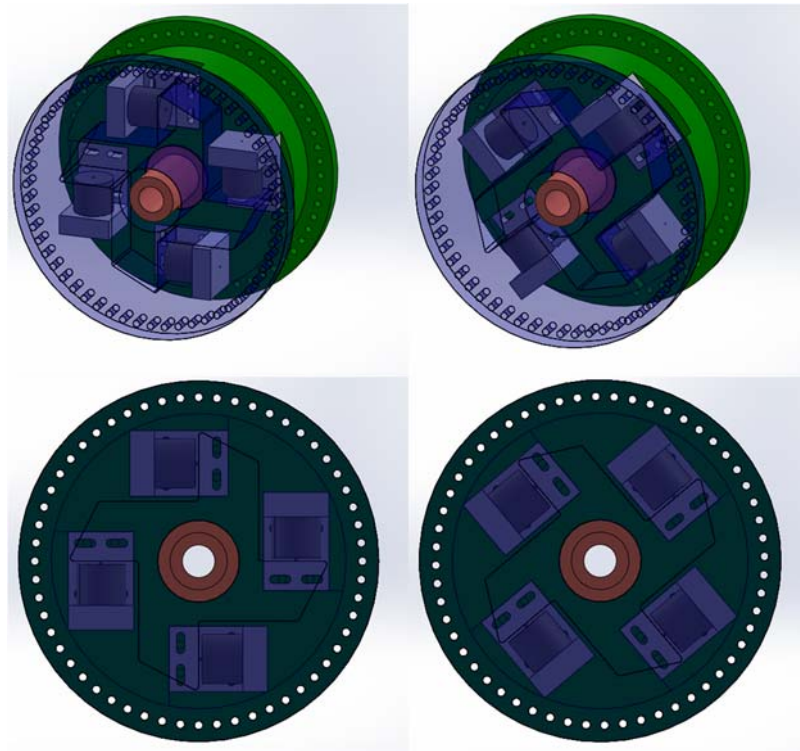


Figura 2.17. Capturas de la transmisión del movimiento del SFP

Como se comentaba en la sección anterior, el empleo de varios transductores, distribuidos uniformemente en el sistema, obliga a tener varios puntos de contacto con el brazo de longitud calibrada. Esto llevó a diseñar una componente cuya forma recuerda a la de unas aspa. Cada una de las aspas o brazos hace contacto con uno de los transductores. Esta componente es el brazo del sistema de fuerza palanca, ya que la longitud de cada una de sus aspas, combinada con la fuerza observada por cada uno de sus transductores, permite obtener la medida del par de torsión.

El punto de contacto entre los transductores y cada aspa del brazo está a una distancia conocida respecto del eje de rotación. Dicha distancia (595 mm) es la distancia a la que se aplica la fuerza tangencial (medida por los transductores), y por lo tanto, es la distancia empleada para calcular el par. Esta distancia se obtendrá mediante la calibración del brazo, denominándose a lo largo de la investigación “longitud del brazo”.

En capítulos posteriores se expondrán los estudios llevados a cabo para determinar las posibles variaciones que presentaría la longitud del brazo ante las distintas influencias previstas durante la operación. Así mismo, en base a las variaciones observadas, se llevaron a cabo distintas modificaciones del diseño original del brazo incluido en esta propuesta preliminar del SFP; estas modificaciones tenían como objetivo optimizar el brazo, minimizando las variaciones de su longitud antes las distintas influencias consideradas.

2.3.2.2. Componentes del diseño preliminar

A continuación se describen de manera individual las componentes finalmente incluidas en la versión preliminar del patrón de transferencia , su función y características.

a. Transductor de fuerza

Se trata de un elemento comercial, trazable a las máquinas patrón de fuerza. Su función es la de establecer el contacto entre la brida de entrada y la de salida (en la cual se encuentra el brazo) y medir la fuerza de contacto entre ambos.

Para el diseño preliminar del SFP se modeló un transductor propio, con la forma y dimensiones típicas de un transductor para el rango de trabajo del sistema (Figura 2.18). Posteriormente, tras la evaluación de los requisitos y las distintas opciones comerciales se seleccionaría el transductor más adecuado, el cuál pasó a sustituir al incluido en este prototipo inicial. El nuevo transductor se integraría en el SFP, adaptando el resto de componentes relacionados, como los soportes para los transductores o la brida en la que se alojan los mismos. Se obtendría así una versión optimizada del SFP, la cual se describe en detalle en el capítulo 5.

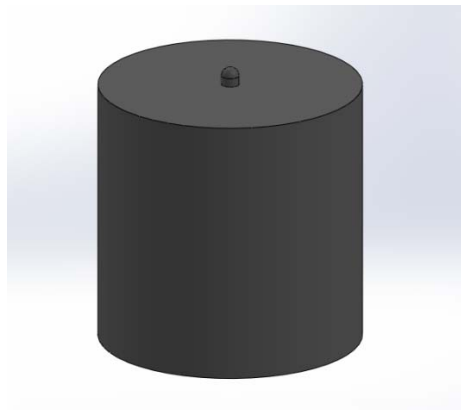


Figura 2.18. Modelo de transductor para el SFP preliminar

b. Soporte del transductor

Elemento que fija el transductor a la brida de entrada del sistema (Figura 2.19). Gracias a este elemento es posible fijar el transductor y minimizar el efecto de posibles cargas laterales.

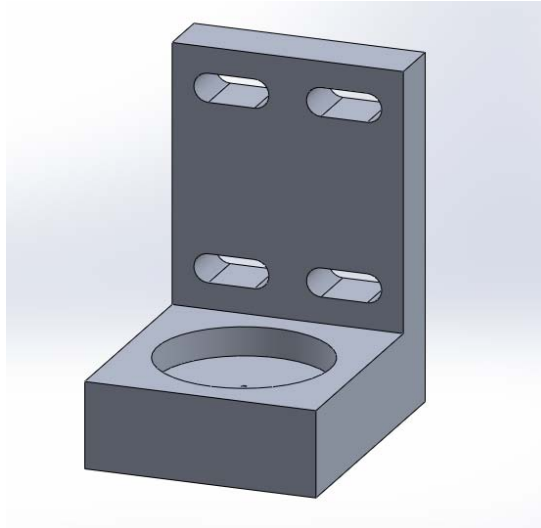


Figura 2.19. Soporte para transductores

En lugar de diseñar la brida de entrada con un geometría equivalente a estos soportes individuales, ya integrados en la brida como en el caso del brazo y la brida de salida, se decidió incluir estos soportes como elementos individuales.

De este modo se facilitaba el acceso a los transductores permitiendo desmontarlos de manera individual para su mantenimiento o calibración, sin necesidad de desmontar el sistema completo del banco de ensayos. Tal y como se ha comentado anteriormente, dadas las dimensiones y características de los bancos de ensayo, los montajes y desmontajes de sus componentes consumen mucho tiempo y recursos, por lo que facilitar estas tareas era uno de los objetivos del diseño, con el fin de abaratar costes. Además, una geometría que incluyera los soportes integrados requeriría un material de partida de mayores dimensiones y mayor tiempo de mecanizado del mismo, incrementando así el coste del sistema.

Adicionalmente, se diseñaron los soportes con ranuras de posicionamiento. Al montar el soporte con su transductor, será posible regular la distancia al eje de rotación teóricamente calculada (Figura 2.20). Esta característica es muy relevante, dado que permitirá hacer correcciones de la posición del transductor. De este modo, aunque la distancia empleada para determinar el par sea la longitud calibrada del brazo, será posible posicionar también el transductor a la distancia deseada. Esto permitirá compensar las variaciones de la longitud del brazo permanentes, debidas a la deformación causada por las cargas, o las variaciones del punto de contacto (donde se aplicaría la fuerza) debidas a posibles errores de montaje o desalineamientos.

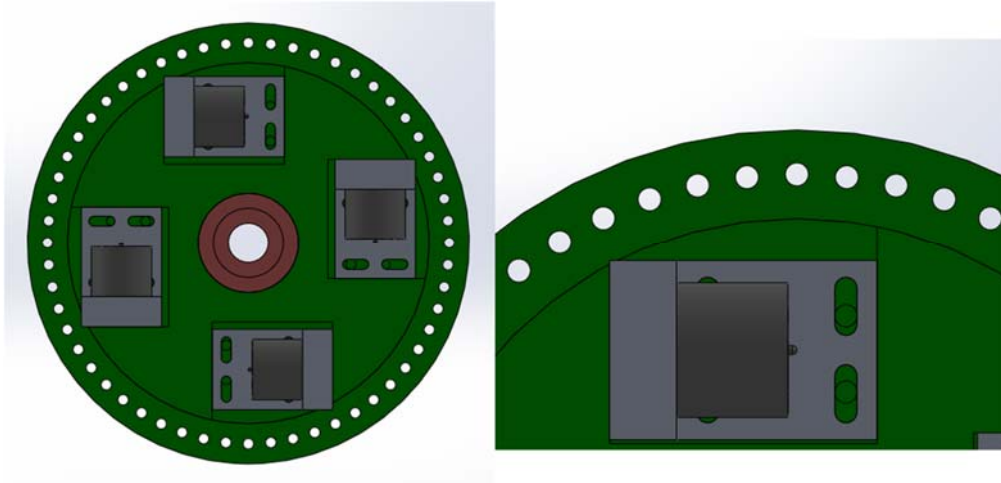


Figura 2.20. Ranurados para posicionamiento de los soportes (vista general a la izquierda, vista en detalle a la derecha)

c. Brida de entrada/alojamiento de los soportes (InFlange, Figura 2.13)

Como ya se ha comentado, esta componente sirve como punto al banco de ensayos y recibe el par generado aguas arriba. Los extremos bridados del sistema se han diseñado para su instalación en el banco de ensayos de CENER, siendo posible incluir adaptadores adicionales para su montaje en cualquier otro banco. Esta componente incluye además geometrías mecanizadas para el montaje de los soportes de los transductores.

d. Brida de salida/BRAZO (OutFlange/Lever Arm, Figura 2.13)

Toda esta pieza se denominó **brazo**, por ser la componente con la cual hacen contacto los transductores y en la cual se evalúa la distancia al eje de rotación, empleado para calcular el par. Sin embargo, como se ha explicado en la descripción general del SFP propuesto, esta pieza contenía en realidad cuatro cuerpos longitudinales (brazos individuales o aspas), de longitud conocida, cada uno de los cuales aseguraba el contacto con uno de los cuatro transductores. La suma de los pares provocados por cada pareja brazo-transductor daba como resultado la medida del par de torsión.

Este era uno de los elementos más importantes del sistema, dada su implicación directa en la medición del par. Por ello, se llevó a cabo un proceso de optimización del mismo, descrito en capítulos posteriores, buscando mejorar su comportamiento ante las distintas influencias que pudieran afectar a la medida del par.

e. Soporte interno (Figura 2.21)

Esta pieza es solidaria a la brida de entrada y se une mediante rodamientos a la de brida de salida, asegurando la alineación de ambas partes del sistema. Gracias a la inclusión de este soporte se tiene un conjunto más robusto y es posible transmitir las cargas laterales y momentos flectores generados presentes en el banco de ensayos.

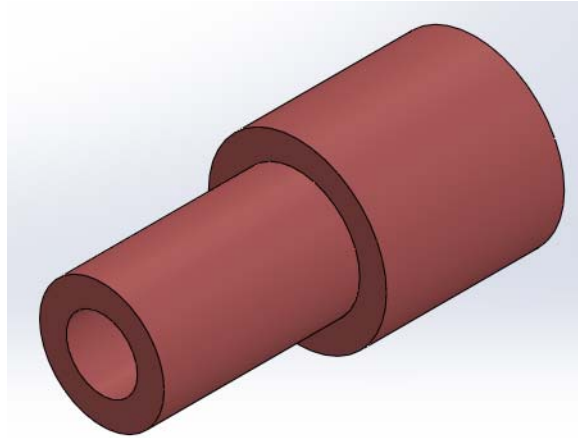


Figura 2.21. Soporte interno del SFP

Se decidió que, para complementar la función del soporte interno, se incluirían rodamientos de rodillos en el posterior desarrollo detallado del sistema. La misión de estos rodamientos, en conjunto con el soporte interno, era mitigar aún más el efecto de las cargas parásitas, consiguiendo transmitir estos esfuerzo aguas debajo del sistema de fuerza palanca hasta la nacelle a ensayar, pero minimizando su influencia sobre los transductores.

2.3.3. Definición geométrica del sistema completo original

Una vez diseñadas las distintas componentes del sistema, se ensamblaron en un único conjunto (Figura 2.22). Las relaciones que definen la relación entre las distintas componentes del sistema son las siguientes (Figura 2.23):

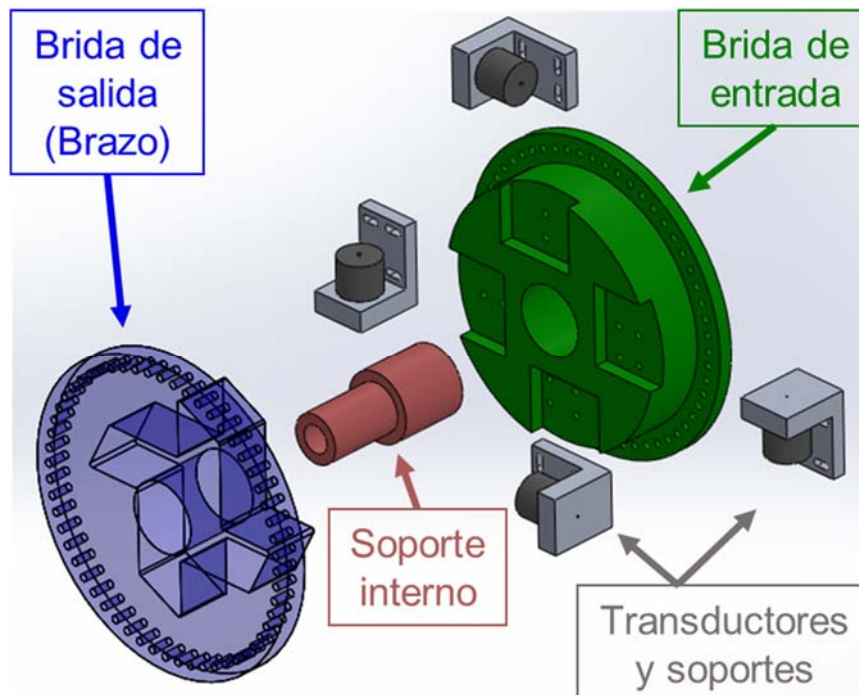


Figura 2.22. Vista explosionada del SFP preliminar

- El **Soporte interno (rosa)** fue la pieza de partida y quedó definida como “fija” por el software.
- En segundo lugar se añadió la **Brida de entrada (verde)**, la cual se relacionó con el **Soporte interno (rosa)** mediante una relación de concetricidad y de coincidencia de las caras planas de los extremos de ambas piezas.
- A continuación se incluyeron un Transductor (gris oscuro) y su Soporte (gris claro): el transductor se unió al soporte mediante una relación de concetricidad de su diámetro exterior al cajeado del soporte y una coincidencia de las caras de la base.
- El Soporte (con el transductor ya acoplado) se relacionó con la **Brida de entrada (verde)** mediante la coincidencia de varias de sus caras con las del cajeado previsto en dicha brida.
- Una vez fijado un conjunto “Soporte + Transductor” a la **Brida de entrada (verde)**, se hizo una operación de Matriz circular para copiar el elemento 3 veces más, con un total de cuatro conjuntos “Soporte + Transductor” con sus respectivas relaciones de posición.
- Finalmente, se añadió la pieza final, la **Brida de salida (azul)**. Se relaciona en primer lugar con el **Soporte interno (rosa)**, mediante una relación de concetricidad.
- Para asegurar la transmisión de movimiento entre las dos partes del sistema (entrada/salida) se debía asegurar el contacto entre los transductores y la **brida de salida (azul)**, por lo que se establecieron relaciones de tangencia entre el extremo de los transductores y las caras de contacto de cada uno de los brazos individuales (**Brida de salida**) (Figura 2.23).
- Por último, se estableció la distancia entre ambas bridas mediante la correspondiente relación de posición. Dicha distancia se eligió teniendo en cuenta las dimensiones de las distintas componentes con dos premisas principales:
 - Asegurar que el contacto entre los transductores y la **brida de salida** fuese lo más centrado posible sobre la cara plana del brazo de la **brida**.
 - Evitar colisiones con otras componentes, como la **brida de entrada**.

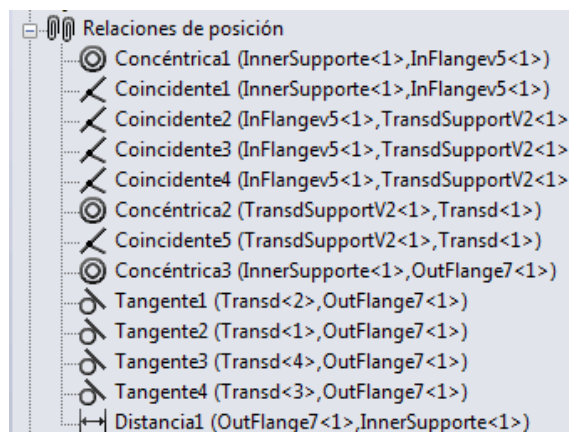


Figura 2.23. Resumen de las distintas relaciones de posición incluidas en la definición del SFP.

Con el fin de asegurar la corrección del montaje y las dimensiones se empleó una herramienta de detección de colisiones, la cual demostró que no existían interferencias físicas entre los distintos componentes ensamblados

Antes de llevar a cabo la evaluación detallada del sistema propuesto, en la que se estudiará la resistencia estructural y su comportamiento ante las cargas y condiciones de trabajo del

bando de ensayos de nacelles, se hizo una prueba sencilla para determinar la idoneidad de las definiciones geométricas empleadas.

Para verificar la operatividad del conjunto ensamblado se empleó una herramienta de análisis de movimiento, disponible en el software empleado. En dicha herramienta se simula un movimiento circular, declarando la presencia de un “motor” virtual acoplado a la brida de entrada. Este motor genera una velocidad de rotación del valor que se desee. Durante la simulación, el movimiento generado en la brida de entrada se transmitió a la brida de salida a través de los contactos entre el brazo y los transductores.

Puede concluirse por tanto, que las relaciones elegidas para la definición del sistema son adecuadas para reproducir el comportamiento del sistema de la manera más similar a un caso de operación bajo rotación real.

2.4. Evaluación por elementos finitos del sistema diseñado

2.4.1. Condiciones del estudio

El estudio de movimiento llevado a cabo sobre el SFP había mostrado la capacidad del sistema para transmitir la rotación aguas abajo del NTB, hasta la nacelle a ensayar. Sin embargo, este estudio es insuficiente para comprobar el comportamiento del sistema propuesto ante las grandes cargas generadas en el banco de ensayos.

Por este motivo, se llevaron a cabo varios estudios por elementos finitos sobre el SFP propuesto. El objetivo de estos estudios era verificar la viabilidad del sistema, comprobando su comportamiento mecánico y su respuesta ante las distintas cargas presentes en el NTB. Así mismo, era necesario seleccionar los materiales a emplear en las componentes diseñadas de entre aquellos sugeridos por los operadores de los bancos de ensayo (Lorente-Pedreille et al., 2017).

Los componentes comerciales como los transductores comerciales o los rodamientos, aún por dimensionar y seleccionar, no se incluyeron en el estudio de materiales, dado que en estos componentes deben emplearse los materiales o características indicados por cada fabricante. Más adelante en la investigación, durante el proceso de optimización del SFP se seleccionaron los componentes comerciales a emplear y fueron incluidos en posteriores estudios detallados del diseño completo.

Como se ha comentado al inicio de este capítulo, el software empleado para el análisis por elementos finitos del sistema propuesto fue SolidWorks (versión 2013). La ventaja de este software es su integración entre su entorno de diseño (empleado para crear las componentes del patrón de transferencia) y su entorno de simulación. Gracias a esto, se aseguraba la compatibilidad entre los archivos CAD con el entorno de simulación, asegurando la calidad de los resultados a obtener.

Para este diseño se eligió una configuración de malla “estándar” (según se define en la configuración), siendo la predeterminada en el software. Está conformada por elementos cuadráticos de alto orden, con cuatro puntos Jacobianos. Las mallas creadas bajo esta configuración en esta etapa del diseño contaban con un número total de nodos de entre 80.000 y 90.000.

Ante la falta de información acerca de los materiales de los elementos comerciales, los distintos estudios FEM del sistema preliminar no se llevaron a cabo sobre el sistema completo, sino sobre los dos subconjuntos anteriormente mencionados: el “FixSide” (mostrado en la Figura 2.14) y el “LeverSide” (Figura 2.11, a).

En concreto, el estudio de las posibles combinaciones de carga se llevó a cabo en el subconjunto “FixSide”, mencionado anteriormente, el cual contiene la brida de entrada, el soporte interior y los soportes de los transductores, contemplando varias componentes y las uniones entre ellos, mientras que en el “LeverSide” solo se observa una componente, sin uniones ni puntos críticos, resultaba menos relevante para evaluar la acción de diferentes orientaciones de las fuerzas.

Sin embargo, en el caso del estudio de materiales se observaron ambos subconjuntos: dada la relevancia del brazo y su longitud en la medida de par, era importante observar su comportamiento según el material empleado.

2.4.2. Determinación del caso de carga crítico

Como se ha explicado al inicio de este capítulo, los operadores de los bancos de ensayo de nacelles proporcionaron las condiciones de operación del sistema. Entre otros datos, se establecieron dos casos de carga (aquellos anteriormente mostrados en la Tabla 2.1) :

- **LC1:** un primer caso de “par puro”, en el que el sistema operaría en una situación ideal, recibiendo y transmitiendo únicamente un par torsor de valor máximo 6,5 MN·m. Este caso será considerado “Caso Base” o “Caso Ideal”. En estudios posteriores, donde se evaluarán los efectos de distintas influencias sobre el sistema, los resultados obtenidos se comparaban con aquellos obtenidos en el Caso Base, observando así como varía la respuesta del sistema respecto del caso ideal de par puro.
- **LC2:** un caso más realista, donde el sistema debe soportar no solo el par torsor del caso LC1, sino también las cargas parásitas generadas por el sistema de aplicación de cargas (LAS). En alguno de los estudios posteriores de esta investigación, las cargas parásitas se consideraron como una influencia adicional, considerándose por un lado el par torsor (objeto de la medición del SFP) y por otro lado las fuerzas laterales y axiales y los momentos flectores.

Estas cargas parásitas son:

- **Fuerzas laterales** (denominadas F_y , F_z en el eje de coordenadas global del banco de ensayos) **y axiales** (F_x), de valor 100 kN. Las fuerzas laterales, cuando se presentan en la operación en campo de los molinos de viento, se suelen denominar “*Fuerzas Radiales*” (*Radial Forces*). La fuerza axial, en la dirección del eje de rotación, recibe el nombre de “Empuje” (*Thrust*).
- **Momentos flectores** (denominados M_z y M_y en el sistema de coordenadas del banco de ensayos), de valor 100 kn·m. En la operación en campo, estos momentos se suelen denominar como “*Guiñada*” (*Yaw*) y “*Cabeceo*” (*Pitch*) respectivamente.

Sin embargo, no es suficiente considerar el valor absoluto de las cargas adicionales presentes en el banco de ensayos, sino que también se debe observar su sentido, dado que todas ellas pueden ser aplicadas por el sistema de aplicación de cargas en sentido positivo o negativo. Además, el sistema de medición trabajará bajo rotación; por ello, aunque aguas arriba de la cadena de transmisión todos los esfuerzos fuesen aplicados por el LAS siempre en el mismo sentido, dadas las distintas posiciones que toma el sistema durante una revolución completa (como se ha mostrado en la Figura 2.17), puede llegar a ver el esfuerzo aplicado en diferentes direcciones como se muestra en la Figura 2.24.

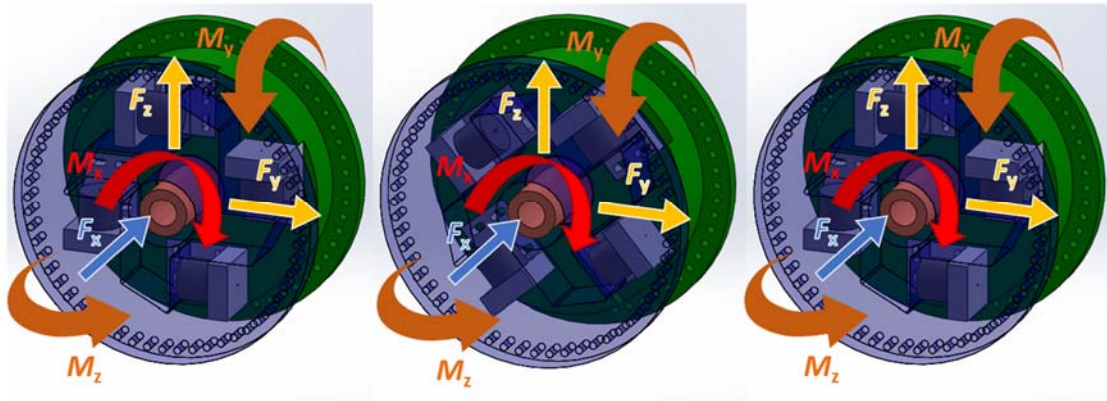


Figura 2.24. Muestra del efecto de las cargas ante distintas posiciones de rotación del SFP

Dado que en el caso de carga LC2 todas las cargas se considerarían aplicadas a la vez, se llevó a cabo un estudio de las distintas combinaciones de carga que podrían aparecer dependiendo del signo que tomase cada uno de los esfuerzos considerados. Este estudio permitió analizar la variabilidad de las tensiones generadas en los distintos casos, cubriendo el espectro de casos que pudieran darse durante la operación en bancos de ensayo.

Se estudiaron un total de 32 combinaciones de carga (Tabla 2.4). La única carga que siempre mantiene el mismo signo es el par torsor, dado que no todos los bancos de ensayo pueden operar en sentido horario y antihorario, por lo que el sistema está diseñado para trabajar en un único sentido de rotación. Para la simulación se supuso una sujeción de geometría fija en la brida de entrada del sistema y todas las cargas aplicadas en las componentes interiores (Figura 2.25)

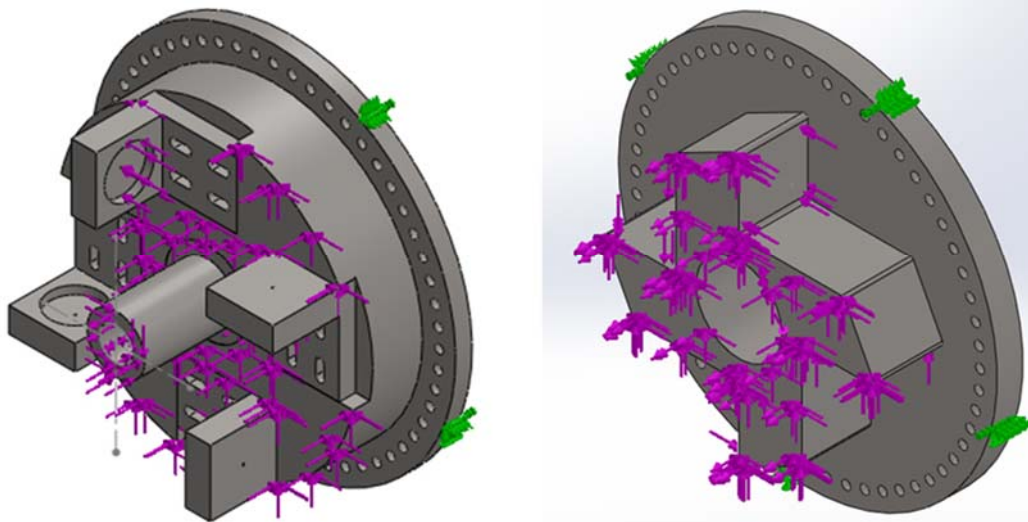


Figura 2.25. Muestra de sujeciones y combinaciones de cargas en el FixSide (izquierda) y LeverSide (derecha)

Para poder desarrollar este estudio preliminar, se preseleccionó uno de los materiales propuestos por los colaboradores de la investigación (aquellos listados en la Tabla 2.2. Materiales propuestos por los operadores de los NTB). Concretamente, se escogió el material de mayor resistencia (36CrNiMo16), puesto que este material es capaz de soportar mayores tensiones de entre los propuestos. Una vez hallado el caso de carga crítica se revisó el comportamiento del SFP para los materiales disponibles, empleando dicha combinación crítica.

Tabla 2.4. Distintas combinaciones de carga consideradas en el SFP

Caso	Cargas						Resultados
	Par Torsor M_x [kN·m]	F_x Thrust (Axial) [kN]	F_y Radial [kN]	F_z Radial [kN]	Momento Flector M_z (Yaw - guiñada) Axis 1 [kN·m]	Momento Flector M_y (Pitch - cabeceo) Axis 2 [kN·m]	Max Tensión [MPa]
LC2.1	6500	100	100	100	100	100	441,655
LC2.2	6500	100	100	100	100	-100	441,142
LC2.3	6500	100	100	100	-100	100	441,756
LC2.4	6500	100	100	100	-100	-100	441,450
LC2.5	6500	100	100	-100	100	100	441,590
LC2.6	6500	100	100	-100	100	-100	441,749
LC2.7	6500	100	100	-100	-100	100	441,749
LC2.8	6500	100	100	-100	-100	-100	441,668
LC2.9	6500	100	-100	-100	100	100	441,856
LC2.10	6500	100	-100	-100	100	-100	441,367
LC2.11	6500	100	-100	-100	-100	100	441,829
LC2.12	6500	100	-100	-100	-100	-100	441,585
LC2.13	6500	100	-100	100	100	100	441,568
LC2.14	6500	100	-100	100	100	-100	441,177
LC2.15	6500	100	-100	100	-100	100	441,749
LC2.16	6500	100	-100	100	-100	-100	441,505
LC2.17	6500	-100	100	100	100	100	441,398
LC2.18	6500	-100	100	100	100	-100	441,073
LC2.19	6500	-100	100	100	-100	100	441,535
LC2.20	6500	-100	100	100	-100	-100	441,402
LC2.21	6500	-100	100	-100	100	100	441,752
LC2.22	6500	-100	100	-100	100	-100	441,205
LC2.23	6500	-100	100	-100	-100	100	441,724
LC2.24	6500	-100	100	-100	-100	-100	441,481
LC2.25	6500	-100	-100	-100	100	100	441,619
LC2.26	6500	-100	-100	-100	100	-100	441,147
LC2.27	6500	-100	-100	-100	-100	100	441,413
LC2.28	6500	-100	-100	-100	-100	-100	441,718
LC2.29	6500	-100	-100	100	100	100	441,538
LC2.30	6500	-100	-100	100	100	-100	441,066
LC2.31	6500	-100	-100	100	-100	100	441,580
LC2.32	6500	-100	-100	100	-100	-100	441,471

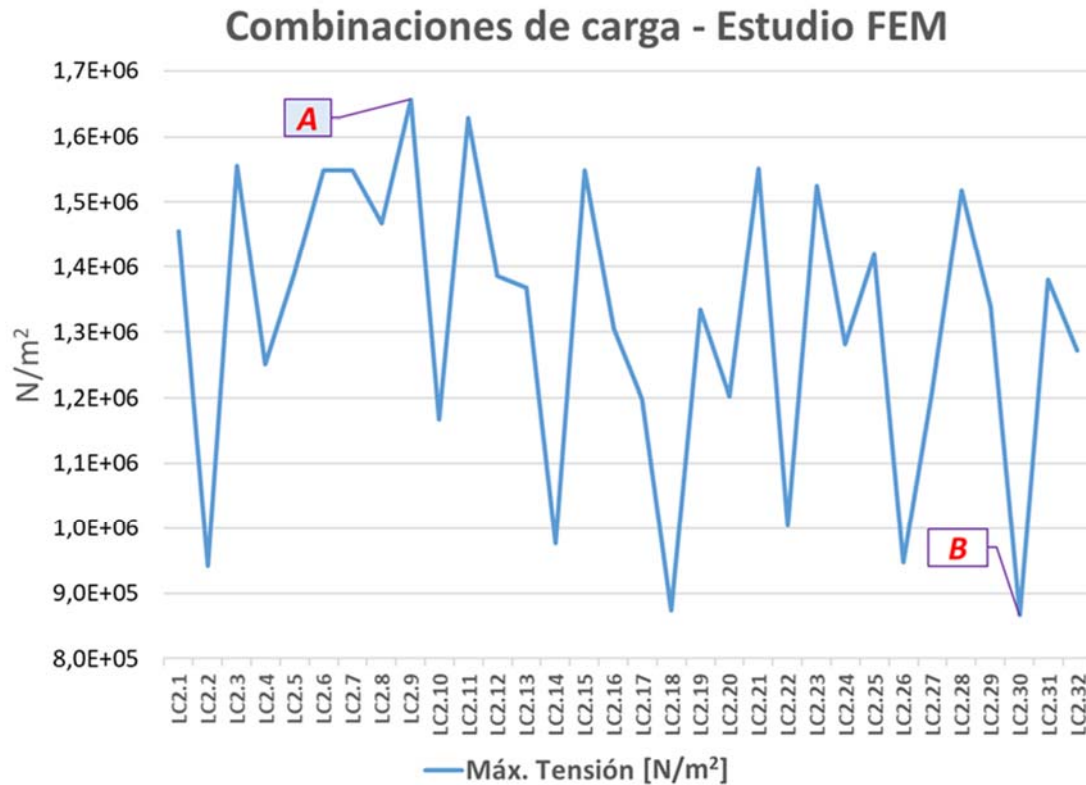


Figura 2.26. Resultados del estudio de las combinaciones de carga sobre el SFP

Los resultados de este estudio (Figura 2.26) mostraron que la diferencia entre el caso que menores tensiones generaba (LC2.30) y el caso que mayores tensiones generaba era de 0,789 MPa. La variación debida a las distintas posiciones del sistema no es por lo tanto muy elevada (variación del 0,179 % con respecto al valor máximo).

Otro objetivo del estudio de las distintas combinaciones de carga era determinar aquella situación en la que la combinación de todos los esfuerzos (considerando sus signos y valores absolutos) produjera mayores tensiones en el sistema. Esta combinación de cargas se consideró como el caso más desfavorable, denominándose “Caso crítico”.

Aunque del estudio se concluye que no existía una gran variación de las tensiones observadas para los distintos casos de carga, la determinación del caso crítico era necesaria para definir las condiciones de operación y mantener la coherencia de los estudios a realizar a lo largo de toda la investigación, permitiendo la comparación de los resultados de los mismos. Para todos los análisis realizados posteriormente, la combinación de cargas del caso crítico sería la empleada como situación más desfavorable. La combinación elegida como Caso Crítico ha sido la L2.9 (Punto “A” en la Figura 2.26).

2.4.3. Estudio de materiales.

Una vez conocido el caso de carga crítico, se llevaron a cabo estudios FEM empleando dicha combinación, variando el material empleado en las componentes del SFP.

2.4.3.1. Materiales considerados inicialmente

A la hora de seleccionar los materiales a emplear se tuvo en cuenta la máxima tensión permisible para cada uno de ellos, considerando un coeficiente de seguridad del 30 %. Este coeficiente de seguridad es el propuesto por los operadores de bancos de ensayo, de acuerdo a la guía alemana FKM (FKM Guideline, 2012).

A la vista de los resultados preliminares del estudio de las combinaciones de cargas anteriormente descrito, dos de los cinco materiales propuestos debieron ser descartados por la baja tensión máxima que admitían (138 a 260 MPa, considerando coeficiente de seguridad del 30 %).

De entre los tres materiales restantes, dos de ellos tenían como tensión máxima admisible valores próximos a los obtenidos en el estudio preliminar. Sin embargo, no se descartaron puesto que las máximas tensiones aparecían en aristas vivas y puntos de unión que serían suavizados y/o reforzados en el diseño final optimizado. Además, estos dos materiales eran de terminación semiacabada y admitían posibles tratamientos térmicos. Por todo ello, solo estos dos materiales se seleccionaron como posibles alternativas. Pasaron a denominarse “Material A” y “Material B”, y así aparecen designados en los distintos estudios.

Los materiales recomendados se aplicaron en la mayor parte de los componentes diseñados, en concreto, en los extremos bridados y el brazo, cuya misión es acoplarse al banco de ensayos y asegurar la transmisión de los distintos esfuerzos; además, en el caso del brazo era especialmente importante seleccionar materiales con una buena resistencia y rigidez, para minimizar la posible deformación del mismo.

2.4.3.2. Características de la simulación

En esta fase inicial de diseño, algunos componentes comerciales no estaban aún determinados o dimensionados (por ejemplo, los rodamientos para el contacto entre el soporte interior y el “LeverSide”, transductores comerciales, etc.); además, los materiales o características de las componentes comerciales son los establecidos por los diferentes fabricantes y variarían dependiendo del modelo empleado.

Por todo ello, como se ha comentado, se ha llevado a cabo el estudio de los posibles materiales sin incluir las componentes comerciales y dividiendo el sistema en las dos partes anteriormente comentadas: “FixSide” y “LeverSide”. De este modo además era posible estudiar las variaciones que pudieran producirse en el brazo de manera separada, puesto que el “LeverSide” está compuesto únicamente del extremo bridado que contiene al brazo. Dado que la longitud del brazo y sus posibles variaciones están directamente relacionada con la medida final de par, el estudio por separado permitía conocer el comportamiento del mismo para los distintos materiales.

En cuanto a los esfuerzos aplicados, se seleccionaron las cargas descritas en el Caso Crítico del estudio realizado previamente. Además se añadió el efecto de la gravedad, para tener en cuenta el peso propio de la estructura. Tanto en los estudios del “FixSide” como del “LeverSide” se ha considerado una sujeción de geometría fija en la cara plana de la zona de la brida. Las cargas se han aplicado en la zona interior y en las caras en las que tiene lugar el contacto entre brazo y transductores durante la operación (Figura 2.25). Los dos materiales considerados cuentan con propiedades mecánicas muy similares (Tabla 2.5):

Tabla 2.5. Características concretas de los materiales A y B considerados

Propiedades	Material A	Material B
Nombre	1.6773 (36NiCrMo16)	1.7225 (42CrMo4)
Tipo de modelo	Isotrópico elástico lineal	
Límite elástico	1,05 x 10⁹ N/m²	7,5 x 10⁸ N/m²
Límite de tracción	1,25 x 10 ⁹ N/m ²	1 x 10 ⁹ N/m ²
Módulo elástico	2,1e ¹¹ N/m ²	
Coefficiente de Poisson	0,28	
Densidad	7800 kg/m ³	
Módulo cortante	7,9 x 10 ¹⁰ N/m ²	
Coefficiente de dilatación térmica	1,1 x 10 ⁻⁰⁵ /Kelvin	

Al compartir propiedades como el módulo elástico o el coeficiente de Poisson, el comportamiento de las componentes al emplear cualquiera de los materiales será muy similar. Sin embargo, si existe una gran diferencia en cuanto a los límites elástico y de tracción (diferencia de 300 MPa y 250 MPa). Teniendo en cuenta el anteriormente mencionado coeficiente de seguridad sobre el límite elástico del 30 %, el material A tiene una máxima tensión permisible de 615 MPa y el material B una máxima tensión permisible de 423 MPa.

En la simulación para el estudio de materiales se han obtenido valores de tensión, desplazamientos y deformación, obteniéndose idénticos resultados para ambos materiales, debido a sus similares propiedades mecánicas. Como criterio para la elección del material a emplear se comparó la máxima tensión de von Mises (para los dos subconjuntos del sistema) frente a la máxima tensión permisible de cada material. En la tabla inferior (Tabla 2.6) se encuentran los resultados del estudio de la tensión de von Mises:

Tabla 2.6. Resultados del estudio de materiales aplicables al SFP

Resultados del estudio de materiales				
Material	Max. tensión admisible (MPa)	Subconjunto	Max. Tensión de von Mises (MPa)	Diferencia Max. Tensión Admisible / Max Tensión de von Mises (MPa)
Material A	615	FixSide	440,834	174,166
	615	LeverSide	163,9	451,1
Material B	423	FixSide	440,834	-17,834
	423	LeverSide	163,9	259,1

Como puede apreciarse, a pesar de obtenerse las mismas tensiones para ambos materiales, al tener el material B un límite elástico inferior no cumple con el criterio de seguridad aplicado, superando la máxima tensión admisible en el estudio del subconjunto "FixSide". Por este motivo se decidió emplear el material A en las componentes principales del sistema.

- **Materiales alternativos**

A la vista de los resultados, el material seleccionado podía aplicarse a todas las componentes diseñadas para el SFP. Sin embargo hay algunas excepciones. Como ya se ha explicado, algunas componentes son de carácter comercial (rodamientos, transductores, etc.) y los materiales a emplear dependen de la especificación de sus fabricantes. Así mismo, se estudió la posibilidad de materiales alternativos en determinadas componentes, con el fin de minimizar el peso total del sistema y optimizar la respuesta del mismo.

Este fue el caso de los soportes de los transductores. Los soportes eran componentes de menor tamaño respecto del resto de elementos del SFP. Los soportes alojan los cuatro transductores, los cuáles transmiten el movimiento de rotación y el par aguas abajo a través del contacto con el brazo. Los transductores trabajan a compresión, y transmiten la fuerza tangencial equivalente al 25 % de la total generada por el par de torsión de entrada. Al haber cuatro pares de soporte-transductor, los esfuerzos individuales aplicados sobre cada soporte no eran tan elevados como los soportados por otros componentes del SFP, como la brida de entrada o el brazo, los cuales transmiten y soportan el par torsor total presente en el banco de ensayos. Por ello, en etapas posteriores de la investigación, se decidió emplear en los soportes materiales con buenas propiedades mecánicas pero de menor densidad. De este modo, era posible reducir el peso total del sistema, minimizando así el efecto de determinadas influencias, como la fuerza centrífuga o la gravedad.

El material elegido para los soportes fue el 7050-T73510 (familia de aluminios a veces denominados Zicral o DurAluminio). Este material se ha empleado con anterioridad en distintas aplicaciones en el laboratorio de Fuerza del Centro Español de metrología (Fernández García et al., 2017). Su resistencia y estabilidad han sido testadas en la nueva máquina patrón de microfuerzas, cuya operación en bajo rango requería de materiales resistentes pero que aseguraran la estabilidad durante la operación (Lorente-Pedreille & Saenz-Nuño, 2015); además, dado el bajo rango de trabajo (y por lo tanto, el pequeño valor de las masas empleadas), el aluminio permitía reducir la influencia del peso de la estructura de la máquina en la medición, al tener menor densidad que aceros u otros materiales metálicos típicamente empleados.

En el caso de los transductores, elementos comerciales, el material concreto empleado no es facilitado por los fabricantes, dado que las características de su cuerpo elástico son determinantes para la calidad de la medición que efectúan y es tecnología confidencial de cada fabricante. En su lugar, los fabricantes de transductores comerciales facilitaron una serie de datos para poder definir un material customizado, con las características mecánicas típicas de los materiales empleados en los cuerpos elásticos de los transductores.

2.4.4. Resultados del estudio preliminar del patrón

Los estudios llevados a cabo sobre el patrón de transferencia propuesto demuestran su viabilidad en cuanto a su comportamiento mecánico. A pesar de las elevadas cargas presentes en los bancos de ensayo de nacelles, el SFP mantuvo una buena respuesta ante la presencia de las mismas, siendo capaz de transmitir el par torsor y las cargas parásitas manteniendo tensiones internas con un valor muy alejado del límite elástico de los materiales estudiados.

El estudio de las distintas combinaciones de carga mostró que la variación entre las distintas composiciones no era muy elevada, lo cual demostraba que la simetría angular mantenida en el diseño (con cuatro parejas de brazo transductor a 90 °) permitía al SFP soportar las cargas en distintas direcciones. Además, este estudio sirvió para determinar aquella combinación más crítica en cuanto a las tensiones internas generadas, estudiadas según el criterio de von Mises. Esta combinación, denominada “Caso de carga crítica” sería empleada a lo largo de toda la investigación posterior.

De entre los materiales propuestos por los colaboradores de los bancos de ensayo de nacelles se llevó a cabo una selección y se determinaron dos alternativas óptimas en cuanto a sus propiedades mecánicas. Ambas alternativas se aplicaron a las componentes del SFP, estudiando las tensiones generadas y su diferencia con los límites elásticos admisibles para cada material. Finalmente de este estudio se obtuvo la opción óptima en cuanto al material a emplear.

Capítulo 3. Selección y análisis del transductor de fuerza.

Este capítulo explica en detalle las características de los dos elementos principales del sistema de medición: el transductor de fuerza y el brazo. Mediante la multiplicación de la longitud del brazo y la fuerza observada en el transductor se obtendrá la medida del par. Es por ello que ambos elementos fueron objeto de un detallado estudio.

El transductor de fuerza es un elemento comercial, para cuya elección fue necesario determinar los requisitos más importantes para su integración en el sistema y emplearlos para seleccionar el más adecuado entre las distintas elecciones comerciales.

Además, durante la estancia científica llevada a cabo en el “Physikalisch-Technische Bundesanstalt – PTB” (Braunschweig, Alemania) se llevó a cabo un estudio con transductores de par, en el cual se pretendía reproducir ciclos de cargas similares a los de los bancos de ensayo de nacelles a pequeña escala y estudiar su efecto en las mediciones de par efectuadas.

Por otro lado, el brazo incluido en el sistema descrito en el capítulo anterior fue estudiado y optimizado. El objetivo era minimizar las tensiones y desplazamientos del brazo, de tal manera que la variación de su longitud debida a las deformaciones del material bajo carga tuviera una influencia mínima sobre la medida de par finalmente obtenida.

Para ello, se llevó a cabo un proceso iterativo de reducción de peso y mejora del diseño original del brazo, buscando reducir su inercia y el efecto de agentes externos como la gravedad y la fuerza centrífuga. Una vez se alcanzó el diseño óptimo del brazo, se estudió su comportamiento ante dichos agentes externos, además de otros como las cargas externas o las variaciones de temperatura.

Tras el desarrollo y mejora de estos dos componentes principales, ambos se integrarán en el SFP original, y algunos elementos secundarios serán modificados para integrar los nuevos componentes, así como para mejorar el comportamiento global del sistema. De este modo se obtendrá un diseño final del SFP con componentes optimizados para la medición del par.

3.1. Estudio del transductor de fuerza

3.1.1. Criterios de selección de los transductores

La medida de fuerza efectuada por los transductores tiene un impacto directo en la medición final del par de torsión efectuada por el SFP. Por ello, era necesario determinar aquellos requisitos y características más importantes a la hora de asegurar la integración de los transductores en el sistema y su buen comportamiento metrológico.

En cuanto a los requisitos mecánicos y de diseño, era deseable tener un transductor lo más ligero posible y de pequeñas dimensiones. De este modo, se reduciría ligeramente el peso del sistema completo, ayudando así a minimizar el efecto de la gravedad o la fuerza centrífuga durante la operación.

Durante la concepción y desarrollo del SFP original se incluyó un modelo de transductor de dimensiones y características similares a las de los transductores empleados normalmente en el rango de operación estimado (entre 2 y 5 MN). Por este motivo, a la hora de seleccionar el transductor comercial a emplear en el SFP optimizado, la diferencia de dimensiones y forma de las distintas opciones comerciales debía ser tomada en cuenta para su integración en el sistema.

Mayores o menores dimensiones implicaban posicionar el transductor más cerca o más lejos del centro de rotación, aumentando o disminuyendo en consecuencia la longitud efectiva a longitud del brazo. Estos cambios podían a su vez afectar al valor de la fuerza soportada por el transductor. Por este motivo, las dimensiones de los distintos transductores en relación con la longitud del brazo y el punto de aplicación de la fuerza fueron estudiadas por separado. La fuerza a soportar en función de sus dimensiones fue así mismo estudiada. El transductor a elegir debía ser capaz de soportar dicha fuerza, así como sobrecargas consideradas a través de distintos coeficientes de seguridad.

El SFP inicial contaba con un eje interior, al que se había decidido acoplar rodamientos acoplados en la versión optimizada del SFP, con el fin de reducir el efecto de cargas laterales y momentos flectores. Sin embargo, no es posible eliminar estos efectos por completo, y debido a ellos, los transductores no operarían en una situación de compresión pura, como si lo hacen en los ensayos llevados a cabo según norma en laboratorio (AENOR - ISO, 2011). En vista de esta situación, era deseable que el transductor elegido pudiera soportar un cierto porcentaje de esfuerzos laterales, y que además los errores o desviaciones asociadas a dichos esfuerzos fueran lo más bajos posibles.

Desde el punto de vista de las características metrológicas era deseable una incertidumbre asociada lo más baja posible, siendo deseable una Clase 0,0 o 0,5. El efecto de la histéresis también era un parámetro importante, dado que el banco de ensayos de nacelles no lleva a cabo calibraciones escalonadas como las indicadas en las normas de ensayos de fuerza, aumentando la carga gradualmente en incrementos constantes, si no que pueden tener perfiles de carga variables. Ello supondría un mayor efecto de la histéresis comparado con el que se obtiene en los ensayos según norma. Por ello, se decidió como criterio de elección dar prioridad a aquellos transductores con menores valores de histéresis.

Como resumen de las necesidades expuestas, se creó una lista de requisitos del transductor, ordenada según su importancia (Tabla 3.1):

Tabla 3.1. Requisitos del transductor de fuerza a emplear

N	Requisito	Mecánico / Metrológico
1	Fuerza nominal suficiente para soportar la Fuerza generada en el sistema	Metrológico + Mecánico
2	Dimensiones favorables a la integración en el sistema.	Mecánico
3	Clase 0,0 o 0,5	Metrológico
4	Capacidad para tolerar cargas laterales y momentos flectores con el menor efecto posible en la medida de fuerza	Metrológico
5	Contribuciones debidas a la histéresis lo más bajas posibles	Metrológico
6	Buenas características metrológicas (bajas contribuciones de repetibilidad, reproducibilidad, etc.)	Metrológico

3.1.2. Estudio de las características mecánicas.

Como se ha comentado en el capítulo anterior, el transductor empleado fue modelado con la forma y dimensiones típicas de un transductor en el rango de los 2 a 5 MN; se eligió una forma cilíndrica de diámetro ($\varnothing_{original}$) 300 mm y una altura ($h_{original}$) de 300 mm. Los soportes de los transductores y otros elementos constructivos fueron diseñados tomando como referencia estas medidas.

Una vez finalizado el diseño completo se verificó la distancia teórica entre el centro del eje de giro y el punto de contacto entre los transductores y el brazo. Este punto de contacto es donde tiene lugar la aplicación de la fuerza soportada y medida por los transductores. Esta distancia teórica multiplicada por la fuerza medida por los transductores resultará en la medida del par generado en el banco de ensayos.

En este estudio de las características mecánicas de los transductores se denominó “radio de aplicación” a la distancia teórica al punto de aplicación (por la configuración cilíndrica del conjunto) y se denotó como “ r_{dlap} ”. En realidad no existe ninguna unión entre el brazo y los transductores, salvo el mero contacto entre ambos a través del cual se transmite el par. Durante el montaje del SFP los transductores se ubicarán a la distancia teóricamente calculada. La posible variación de la distancia debida al montaje puede compensarse gracias al diseño modular del SFP, que permite regular el montaje de los soportes gracias a los ranurados diseñado en los mismos. De este modo es posible regular fácilmente la posición de los transductores respecto al eje de transmisión, asegurando la distancia teórica al inicio de cada calibración.

Una vez iniciado el movimiento del banco de ensayos pueden aparecer fuerzas e influencias que afecten a la distancia teóricamente calculada y ajustada durante el montaje. Se llevaron a cabo estudios por elementos finitos para evaluar cómo podría variar esta distancia durante la operación. Para llevar a cabo este estudio se asumió que la variación que podría sufrir la distancia teórica era análoga a la variación que podría sufrir la longitud de los extremos del brazo. Por ello, en capítulos posteriores se llamará la distancia teórica al punto de aplicación r_{dlap}

como “longitud del brazo”, siendo ambos términos equivalentes a la hora de describir los estudios y resultados.

Para el estudio de la capacidad de los transductores se consideró la distancia teóricamente calculada, r_{dlap} , asumiendo una situación ideal sin el efecto de cargas adicionales ni efectos adversos que pudieran afectar a dicha distancia.

En la disposición del diseño preliminar la distancia al eje de transmisión tenía un valor de 595 mm. Teniendo en cuenta este radio y el par de entrada al sistema (generado por el banco de ensayos) de 6,5 MN·m (denominado “Torque”), el límite inferior de fuerza total de compresión soportada por cada transductor (fuerza límite, F_{trd}) se calculó como muestra la ecuación 3.1:

$$F_{trd} = \frac{Torque}{4 \cdot r_{dlap}} = \frac{6,5 \text{ MN}\cdot\text{m}}{4 \cdot 0,595 \cdot \text{m}} = 2,731 \text{ MN}\cdot\text{m} \quad 3.1$$

Por lo tanto, la capacidad nominal del transductor a elegir debía ser mayor a 2,731 MN. Como ya se explicó, el par de operación a considerar según los operadores de los bancos de ensayo durante la operación de los bancos de ensayos era de 5 MN·m, aunque se consideraban posibles picos de par de hasta 6,5 MN·m. No obstante, el SFP propuesto se diseñó no solo para soportar esas posibles sobrecargas, sino para ser capaz de operar y efectuar mediciones en este rango de hasta 6,5 MN·m, siendo apto para su empleo en bancos de ensayo de esta capacidad.

Para asegurar la operación en este rango más elevado era necesario considerar coeficientes de seguridad adicionales en los transductores, anticipando situaciones de trabajo con sobrecargas por encima del valor de par considerado de 6,5 MN·m. Por ello, de cara a la elección del transductor a emplear, se decidió considerar coeficientes de seguridad adicionales, del 20 % y el 30 % ($F_{trd1,2}$, $F_{trd1,3}$, ecuaciones 3.2 y 3.3):

$$F_{trd1,2} = F_{trd} \cdot 1,20 = 3,277 \text{ MN} \quad 3.2$$

$$F_{trd1,3} = F_{trd} \cdot 1,30 = 3,550 \text{ MN} \quad 3.3$$

Una vez establecidos los rangos de trabajo de los transductores de fuerza, se realizó una búsqueda de las opciones comerciales que se ajustaran a este rango. De entre las opciones encontradas, se dividieron los distintos modelos en dos grupos dependiendo de la dimensión de su diámetro: mayor diámetro que el diseño preliminar del transductor y menor.

- **Modelos con un diámetro superior al originalmente estimado ($\varnothing_{TrdModel} > 300 \text{ mm}$)**

Se agruparon y compararon aquellos modelos cuyo diámetro ($\varnothing_{TrdModel}$) era superior al originalmente considerado ($\varnothing_{original} = 300 \text{ mm}$). Mayores dimensiones podrían causar interferencias con otros elementos del sistema. Observando el espacio disponible en el diseño original, concretamente en los soportes de los transductores (Figura 3.1), se estimó que el diámetro máximo permitido era menor a 400 mm.

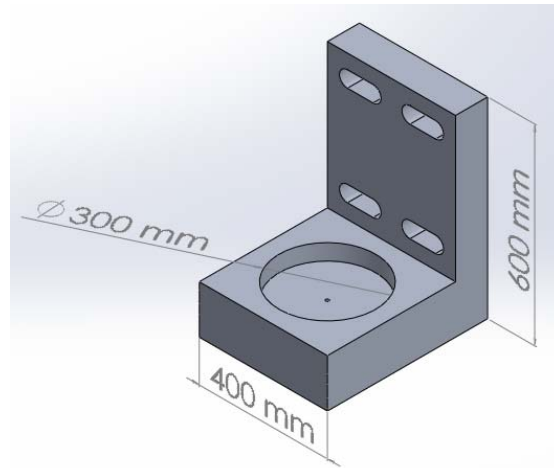


Figura 3.1. Dimensiones del soporte del transductor

Los modelos encontrados, cuyo diámetro era superior al originalmente estimado, se encuentran en la Tabla 3.2. En ella se muestran sus capacidad nominal, clase y características mecánicas.

Tabla 3.2. Modelos comerciales cuyo diámetro es superior al originalmente previsto

Características mecánicas y capacidad						
Modelo (Según capacidades nominales)		F_{Trd} (kN)	$\varnothing_{\text{TrdModel}}$ (mm)	h (mm)	Peso (kg)	Clase
Diseño preliminar del transductor	Fuerza mín. teórica	2,731	300	300	165 (≈)	00 o 05
	Fuerza mín. Coef 20 %	3,277				
	Fuerza mín. Coef 30 %	3,55				
GTM	RF - I - 4 MN	4	482	393	158	05
GTM	RF - 3 MN	3	415	358	81	05
GTM	RF - 4 MN	4	532	400	207	05
Interface	1090	4,5	660,4	425,5	390	-
Interface	1280	4,5	520,7	336,6	205	-
Interface	1290	9	660,4	425,5	390	-
Sensy	2960 (ss) – 3 MN	3	390	150 (≈)	86	00 o 05

Solo uno de los modelos, Sensy 2960 – 3 MN cumplía los requisitos de diseño en cuando al máximo diámetro permitido (destacado en verde). Sin embargo, su fuerza nominal ($F_{\text{nomModel}} = 3$ MN) era inferior a las fuerzas límite considerando los coeficientes de seguridad, por lo que sería un opción válida, pero el margen ante posibles sobrecargas sería bajo.

- **Modelos con un diámetro inferior al originalmente asumido ($\varnothing_{\text{TrdModel}} < 300$ mm)**

Los modelos cuyo diámetro ($\varnothing_{\text{TrdModel}}$) fuera inferior al original ($\varnothing_{\text{original}} = 300$ mm) pueden suponer una ventaja en cuanto al aprovechamiento del espacio disponible. Al contar con un

diámetro menor era posible reducir las dimensiones del soporte de los transductores y ensamblarlos más cerca del perímetro del sistema. De este modo, al estar más alejados del eje del sistema, el valor de la distancia al punto de aplicación, r_{dlap} , sería mayor. Para un mismo par de entrada, una mayor distancia supondría que la fuerza ejercida en cada transductor sería ligeramente inferior.

Por lo tanto, era necesario analizar el espacio extra disponible según el diámetro de cada modelo de transductor considerado. Conocido el espacio extra disponible, era posible determinar la nueva fuerza límite que debe soportar cada transductor, así como las fuerzas límite considerando los coeficientes de seguridad (ecuaciones 3.4, 3.5, 3.6 y 3.7).

$$\varnothing_{original} = 300 \text{ mm} \quad 3.4$$

$$e = \varnothing_{original} - \varnothing_{TrdModel} = 300 \text{ mm} - \varnothing_{TrdModel} \quad 3.5$$

$$r_{dlap} = \frac{595 + e}{2} \quad 3.6$$

$$F_{trd} = \frac{Torque}{4 \cdot r_{dlap}} = \frac{6,5 \text{ MN}\cdot\text{m}}{4 \cdot r_{dlap}} \quad 3.7$$

Dado la disminución prevista del valor límite F_{trd} se valoraron también modelos comerciales de fuerza nominal 2 MN; en el caso de los modelos de diámetro igual o mayor a 300 mm transductores de esta fuerza nominal debieron ser descartados por ser esta inferior al F_{trd} originalmente calculado (2,731 MN).

Los modelos considerados se encuentran en la Tabla 3.3, junto con los valores resultantes de distancia de aplicación de la fuerza (r_{dlap}), fuerza límite (F_{trd}) y fuerza límite considerando coeficientes de seguridad ($F_{trd1.2}$, $F_{trd1.3}$). Lo ideal sería seleccionar un modelo cuya capacidad nominal fuese superior a los valores calculados con el coeficiente de seguridad teóricos de las ecuaciones 3.2 y 3.3. Estos valores se han resaltado en verde cuando la capacidad nominal del transductor estudiado cumple todos los requisitos, en rojo si no los cumplen y en naranja si pudieran considerarse, aunque no cumplan todos los requisitos.

Tabla 3.3. Modelos comerciales cuyo diámetro es inferior al originalmente previsto

Características mecánicas y capacidad								
Modelo (Según capacidades nominales)	M_t (MN·m)	$\varnothing_{TrdModel}$ (mm)	e (mm)	r_{dlap} (mm)	F_{trd}^* (kN)	F_{trd} (MN) (factor 1.3)	F_{trd} (MN) (factor 1.2)	Aceptado
Diseño preliminar del transductor	6,5	300	0	595	2,7311	3,5504	3,2773	
HBM C6A - 2 MN	6,5	168	66	661	2,4584	3,1959	2,9501	NO
HBM C6A - 5 MN	6,5	189	55,5	650,5	2,49808	3,2475	2,9977	SI
HBM C18 - 2 MN	6,5	230	35	630	2,57937	3,3532	3,0952	NO
HBM C18 - 3 MN	6,5	230	35	630	2,57937	3,3532	3,0952	NO
HBM C18 - 5 MN	6,5	275	12,5	607,5	2,6749	3,4774	3,2099	SI
Sensy 3110 (ss)- 2 MN	6,5	119	90,5	685,5	2,37053	3,0817	2,8446	NO
Sensy 3110 (ss)- 3 MN	6,5	159	70,5	665,5	2,44177	3,1743	2,9301	SI (solo factor 1.2)
Sensy 3110 (ss)- 5 MN	6,5	205	47,5	642,5	2,52918	3,2879	3,0350	SI
Sensy 5190 (ss) - 2 MN	6,5	150	75	670	2,42537	3,1530	2,9104	NO
Sensy 5190 (ss) - 3 MN	6,5	180	60	655	2,48092	3,2252	2,9771	SI (solo factor 1.2)
Sensy 5190 (ss) - 5 MN	6,5	230	35	630	2,57937	3,3532	3,0952	SI

*Fuerza de reacción mínima que deberá soportar cada transductor según la nueva r_{dlap}

Cuatro modelos diferentes cumplen todos los requisitos, siendo sus fuerzas nominales inferiores a las fuerzas límite calculadas. Dos modelos adicionales, *HBM C18 - 3 MN* y *Sensy 5190 (ss) - 3 MN* fueron considerados, dado que, a pesar de tener fuerzas nominales superiores a las del criterio más exigente (coeficiente de seguridad del 30 %) si cumplían el criterio del 20 %.

3.1.3. Análisis comparativo de las características mecánicas y metrológicas.

- Análisis de las propiedades mecánicas:

En la Tabla 3.4 pueden verse los diferentes modelos seleccionados y sus propiedades mecánicas (coloreadas en escala verde, naranja o rojo según su idoneidad respecto a los requisitos planteados). De nuevo, aquellas propiedades que no cumplen los correspondientes objetivos se han marcado en rojo, manteniendo el verde las que si los cumplen y en naranja aquellos requisitos que no se cumplen completamente.

1. **HBM C18 - 5 MN:** Este modelo cumple con todos los requisitos en cuanto a fuerza nominal y características constructivas. Sin embargo, desde el punto de vista de los requisitos mecánicos, es una buena alternativa, aunque ligeramente menos deseable

que otras opciones por su peso ligeramente superior al de los otros elementos considerados.

2. **HBM C6A – 5 MN**: Este modelo es una buena alternativa desde el punto de vista de los requisitos mecánicos.
3. **Sensy 3110 (ss) – 3 MN**: Este modelo no cumple con todos los requisitos mecánicos, al tener una fuerza nominal inferior al valor límite de fuerza considerando un coeficiente de seguridad del 30 %. Por ello, se decidió descartar este modelo.
4. **Sensy 3110 (ss) – 5 MN**: Este modelo cumple con todos los requisitos en cuanto a fuerza nominal y características constructivas. Sin embargo, desde el punto de vista de los requisitos mecánicos, es una buena alternativa, aunque ligeramente menos deseable que otras opciones por su peso ligeramente superior al de los otros elementos considerados.
5. **Sensy 5190 (ss) – 3 MN**: Este modelo no cumple con todos los requisitos mecánicos, al tener una fuerza nominal inferior al valor límite de fuerza considerando un coeficiente de seguridad del 30 %. Por ello, se decidió descartar este modelo.
6. **Sensy 5190 (ss) – 5 MN**: Este modelo es una buena alternativa desde el punto de vista de los requisitos mecánicos.
7. **Sensy 2960 (ss) – 3 MN**: Como se comentó en el estudio inicial, este modelo, cuyo diámetro era superior al del modelo original, tiene una fuerza nominal de 3 MN, siendo solo capaz de soportar la fuerza límite sin considerar ningún coeficiente de seguridad adicional. Por ello, este elemento fue descartado.

Tabla 3.4. Comparativa de los modelos considerados según sus propiedades mecánicas y sus capacidades nominales

Modelo (Según capacidades nominales)	Trd original	HBM C18 – 5 MN	HBM C6A – 5 MN	Sensy 3110 (ss) – 3 MN	Sensy 3110 (ss) – 5 MN	Sensy 5190 (ss) – 3 MN	Sensy 5190 (ss) – 5 MN	Sensy 2960 (ss) – 3 MN	
Propiedades mecánicas	F_{trd} (kN)	2,731	2,675	2,498	2,442	2,529	2,481	2,579	3
	F_{trd} (MN) (factor 1.3)	3,550	3,477	3,248	3,174	3,288	3,225	3,353	3
	F_{trd} (MN) (factor 1.2)	3,277	3,210	2,998	2,930	3,035	2,977	3,095	3
	$\varnothing_{TrdModel}$ (mm)	300	275	189	159	205	180	230	390
	h (mm)	300	303	180	270	350	160	190	225 (≈)
	Peso(kg)	165 (≈)	90,4	33	42	90	26	50	86
Modelos que mejor cumplen con los requisitos mecánicos		SI (alternativa)	SI	NO	SI (alternativa)	NO	SI	NO	

- **Análisis de las propiedades metrológicas:**

Una vez seleccionados los modelos con las mejores propiedades mecánicas, se consultaron las especificaciones técnicas facilitadas por los distintos fabricantes. En ellas se compararon todas las características metrológicas disponibles. Dicha comparación se muestra en la Tabla 3.5:

Tabla 3.5. Comparativa de los modelos considerados según sus propiedades metrológicas

Modelo (según capacidades nominales)		HBM C18 – 5 MN	HBM C6A – 5 MN	Sensy 3110 (ss) – 3 MN	Sensy 3110 (ss) – 5 MN	Sensy 5190 (ss) – 3 MN	Sensy 5190 (ss) – 5 MN	Sensy 2960 (ss) – 3 MN	
Comportamiento metrológico del transductor	Clase (deseable 0,0 o 0,5)	0,5	0,5	05 y 00 (a comprobar)	05 y 00 (a comprobar)	?	?	?	
	Repetibilidad (%)	min. 0,04	?	0,03*	0,03*	0,02	0,02	0,03*	
	Reproducibilidad (%)	min. 0,08	?	0,03*	0,03*	0,02	0,02	0,03*	
	Histéresis	min. 0,08	?	-	-	-	-	-	
	Creep (%)	min. 0,03	0,06	0,04*	0,04*	0,3	0,3	0,06*	
	Desviación relativa de la sensibilidad (%)	min. 0,2	0,5	0,3*	0,3*	?	?	0,3*	
	Desviación lineal (%)	min. 0,05	0,5	0,04*	0,04*	?	?	0,1*	
	Fuerza lateral límite (kN)	> 100kN	1350	500	3450	3450	750	750	1500
	Desviación nominal (mm)	min. 1,08	?	0,4	0,5	0,17	0,2	0,15	
	Desplazamiento nominal sin accesorios (mm)	min. ?	0,26	?	?	?	?	?	
	Efecto de la temperatura sobre la señal nula (%/10 °C)	min. 0,01 (%/10K*)	0,05	0,03	0,03	0,2	0,2	0,035	
	Efecto de la temperatura sobre la sensibilidad (%/10 °C)	min. 0,01 (%/10K*)	0,1	0,035	0,035	0,2	0,2	0,05	
Modelos que mejor cumplen con los requisitos metrológicos		SI	SI	NO	SI (a comprobar)	NO	NO	NO	

*Parámetros a confirmar para tras la calibración inicial del transductor por parte del fabricante

Cabe mencionar que los modelos de la marca Sensy ofrecen diferentes valores para los distintos criterios según la clase del transductor; por este motivo figuran marcados con el símbolo (*). En caso de considerarse un transductor de la marca Sensy sería necesario contactar de manera directa con los fabricantes y solicitar información detallada sobre el transductor

seleccionad (verificando los datos disponibles), dado que en ocasiones dependen del modelo y sus resultados de fabricación.

En este análisis de las características metrológicas, (que incluían todos los modelos, incluyendo también los descartados por sus características mecánicas) se han revisado todas las propiedades para cada transductor en relación al resto. De nuevo, se emplea el mismo código de colores (rojo: no cumple/descartado; verde: cumple/deseable; naranja: no cumple totalmente/es ligeramente inferior en prestaciones a otros modelos).

1. **HBM C18 – 5 MN**: Este modelo cumple con todos los requisitos deseados: Clase 0,5, contribución de histéresis baja (menor a la de todos los demás considerados), contribución por repetibilidad, efectos térmicos y esfuerzos laterales y momentos flectores bajas, y altos valores de fuerzas laterales soportados. Por todo ello, se perfila como el mejor candidato.
2. **HBM C6A – 5 MN**: Este modelo cuenta con algunas propiedades metrológicas atractivas: clase 0,5, bajos desplazamientos nominales y efectos por temperatura, etc. Sin embargo, a pesar de ser una alternativa aceptable, en la mayoría de las contribuciones relevantes (repetibilidad, histéresis, carga lateral admisible, etc.) tiene peores características que el modelo anterior, el HBM C18 – 5MN.
3. **Sensy 3110 (ss) – 3 MN**: Este modelo cuenta con buenas características metrológicas, con contribuciones bajas en repetibilidad y otros parámetros relevantes. Alguna información relevante, como la histéresis, el efecto de los esfuerzos laterales y momentos flectores o la clase concreta del transductor, no están disponibles o dependen del proceso de fabricación y verificación del mismo. Como contrapartida, además de las explicadas en el análisis de sus propiedades mecánicas, la contribución debida a la fluencia lenta (comúnmente denominada *creep*) y las variaciones de temperatura es más elevada que en otros modelos.
4. **Sensy 3110 (ss) – 5 MN**: Este modelo cuenta con buenas características en contribuciones como la repetibilidad, reproducibilidad, etc. Pero, como los otros modelos Sensy considerados, no aporta toda la información necesaria, dependiendo algunos datos de los procesos de producción del transductor concreto. Además, otras contribuciones como el creep o el efecto de la temperatura son más elevadas que en otros modelos. Por todo ello, es una alternativa menos deseable que los otros modelos, aunque plausible.
5. **Sensy 5190 (ss) – 3 MN**: Este modelo se había descartado en la comparación de las propiedades mecánicas por su baja fuerza nominal en comparación con los valores de fuerza límite. Aun así, se confirma que no es una buena alternativa, dado que, al igual que el mismo modelo de mayor rango, sus características metrológicas están incompletas o son inferiores a las de otros modelos.
6. **Sensy 5190 (ss) – 5 MN**: A pesar de sus buenas características mecánicas, este modelo no aporta la información más relevante, como la clase, la histéresis o el efecto en la medición debido a la influencia esfuerzos laterales o momentos flectores. Además, en otras características relevantes, como el efecto Creep cuenta con contribuciones más elevadas que el resto, mientras que admite una carga lateral muy inferior a la del resto de modelos. Por todo ello se ha decidido descartar este modelo.
7. **Sensy 2960 (ss) – 3 MN**: Aunque cuenta con buenas propiedades metrológicas en comparación con otros modelos, alguna información relevante está incompleta o depende del proceso de fabricación del mismo, como la clase o el efecto de los esfuerzos

laterales o momentos flectores. Sumado a su reducida fuerza nominal, este modelo también queda descartado.

De la comparación de las características mecánicas y metrológicas tres modelos podrían ser elegidos: *HBM C18 – 5 MN*, *HBM C6A – 5 MN* y *Sensy 5190 (ss) – 5 MN*. Atendiendo al análisis efectuado en base a los criterios descritos en la sección anterior (Fuerza nominal, dimensiones, contribución de histéresis, etc.) el modelo elegido es el HBM C18 (Figura 3.2), con una fuerza nominal de 5 MN.



Figura 3.2. Transductor seleccionado para su empleo en el Sistema de Fuerza Palanca

3.2. Estudios de posibles efectos sobre la medición del par en los bancos de ensayo: reproducción a pequeña escala.

3.2.1. Ensayos preliminares con el equipo del laboratorio

Como se ha comentado al inicio de este capítulo, para el desarrollo de esta tesis se obtuvo una beca del programa EMPIR para una estancia científica en el “Physikalisch-Technische Bundesanstalt – PTB”, en Braunschweig, Alemania. Durante la misma, diversos ensayos fueron conducidos con el fin de evaluar el comportamiento de los equipos de medición de par ante condiciones de carga no uniformes.

El proyecto en el que se enmarcó la investigación descrita en la presente tesis contó con la colaboración de varios institutos de investigación y colaboradores propietarios de bancos de ensayo. Una línea alternativa de investigación desarrolló un transductor de par tradicional de 5 MN·m. Este transductor fue montado en el banco de ensayos del instituto “Center for Wind Power Drives – CWD” de la Universidad Técnica de Aquisgrán, conocida como RWTH por sus siglas en alemán (“Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen”).

Exhaustivas pruebas fueron realizadas con este transductor con el fin de caracterizar su comportamiento, ya que en su rango de trabajo no existen métodos capaces de asegurar su trazabilidad (como ya se mencionó en el capítulo 1, las máquinas patrón de par actuales solo alcanzan el rango superior de 1,1 MN·m). Durante los ensayos realizados con este transductor se procuró determinar el comportamiento del mismo en un rango de operación tan elevado, así como determinar los posibles desfases entre el mismo y los modelos de medición empleados por los bancos de ensayo, con el fin de asegurar su trazabilidad.

Sin embargo, el tiempo disponible para realizar pruebas en este banco de ensayos era bastante limitado. Por ello, varios estudios de importancia en los procedimientos de medición de par habituales no pudieron ser llevados a cabo y su efecto debió ser estimado de cara a evaluar su comportamiento.

Algunos de esos estudios pendientes podrían tener una gran importancia en la futura caracterización de la medición de par en alto rango, ya sea mediante el SFP propuesto (que internamente emplearía transductores de fuerza) en esta investigación o mediante transductores de par tradicionales. Recordando lo explicado en el capítulo anterior, los bancos de ensayos de nacelle siguen distintas secuencias de carga, las cuales muchas veces no coinciden con las secuencias de carga incremental seguidas en las calibraciones de par en laboratorios acreditados (según la normal Euramet cg-04). Por el posible impacto futuro en la operación del SFP se estudiaron estas condiciones.

Durante la estancia en el PTB se reprodujeron a pequeña escala las condiciones de trabajo de un banco de ensayos de nacelles. Se diseñaron experimentos cuyo objetivo era imitar los ciclos de carga de un banco de ensayos, posibles variaciones no uniformes de la carga y el efecto del uso de diferentes filtros en los amplificadores de señal en la medición del par.

En calibraciones llevadas a cabo según norma en laboratorios acreditados de par, este tipo de variaciones no se suelen dar o su efecto y su contribución de incertidumbre asociada son conocidos. Sin embargo, al realizar ensayos de par en bancos de ensayos de nacelles, cuyas

pruebas pueden incluir el uso de cargas alternativas y/o no uniformes, se desconoce si éstas tendrían un efecto apreciable en la medición de par y si dicho efecto se podría evitar o minimizar.

Finalmente, se decidió estudiar en detalle dos efectos: el impacto del uso de distintos filtros en el amplificador que recibe la señal de los transductores y la influencia de ciclos de carga alternativos comparados con los de las calibraciones estándar.

3.2.1.1. Descripción del equipo

Para llevar a cabo el estudio de estos efectos a pequeña escala se empleó una máquina patrón de par de referencia, de capacidad 2 kN·m. El software de control de esta máquina puede ser modificado para crear ensayos con ciclos de carga customizados, diferentes de las calibraciones escalonadas marcadas por la norma (“stepwise calibrations”) (Figura 3.3).



Figura 3.3. Equipo empleado durante la estancia en el PTB

El software gobierna un motor que puede incrementar o disminuir gradualmente el par aplicado, de manera continua, no escalonada. Este par se transmite a dos transductores montados en serie: el transductor objeto de ensayo y un transductor de referencia. Este último fue previamente calibrado en una máquina patrón de pesos muertos, siendo así conocidos su comportamiento e incertidumbre asociadas.

Cabe señalar que el interés del estudio aquí descrito yace en la posibilidad de comparar los resultados de la calibración previa del transductor empleado con los obtenidos en los estudios adicionales realizados en este equipo. Los estudios llevados a cabo con el transductor de 5 MN·m en las instalaciones de RWTH no contaban con dicha posibilidad, dado que, como se explicó en el capítulo 1, no existen máquinas patrones para este rango de operación, no siendo posible asegurar su trazabilidad.

Aunque la capacidad de la máquina era de 2 kN·m se decidió emplear transductores de 1 kN·m. Dado que algunos de los ensayos a realizar podrían afectar al control de la máquina (fiabilidad de las señales ante filtros de paso muy bajo o muy alto) o podrían provocar picos de carga (debidos a la aplicación de cargas variables y a la inercia del motor de la máquina), se decidió por seguridad operar con transductores de un rango inferior a la capacidad de la máquina.

3.2.1.2. Estudios preliminares: comportamiento del sistema

En primer lugar, antes de comenzar con los experimentos destinados a evaluar los mencionados efectos, numerosos ensayos estándar y otros con pequeñas modificaciones fueron llevados a cabo. El objetivo era doble: además de familiarizarse con el equipo, era necesario comprobar su capacidad y límites. Al tratarse de una calibración continua, sin pasos escalonados, se establece el valor máximo del rango y el tiempo en el que debe alcanzarse (tiempo llamado “Velocidad de medición”, abreviado como “MS”), incrementando la carga de manera continua y después reduciendo la misma hasta llegar a 0. Un incremento o disminución de la carga excesivamente rápidos podrían provocar una sobrecarga y dañar el equipo.

Por lo tanto, en estos análisis previos quedaría patente que el parámetro llamado “Velocidad de medición” era uno de los parámetros más importantes a tener en cuenta para estudios posteriores, junto con las aceleraciones para iniciar y frenar el motor principal.

La “Velocidad de medición” se refiere al tiempo que la máquina necesita para alcanzar el máximo valor del rango de calibración. Se define en segundos dado que el rango del elemento a ensayar puede ser diferente de un ensayo a otro, sin embargo, el tiempo es un parámetro que el operario puede elegir y modificar. Por ello, se hablará de velocidades lentas a valores de velocidad de medición elevados (mayor número de segundos en alcanzar el valor deseado). En base a la experiencia del jefe de laboratorio, los valores límites empleados en este ensayo fueron 20 s y 420 s, no sobrepasándolos por motivos de seguridad.

En cuanto al parámetro de la “aceleración”, que se refiere a la variación de la velocidad que aplica el motor de la máquina cuando se acerca a uno de los puntos de toma de medición con el fin de efectuar la medida. Aunque la máquina incremente/disminuya la carga de manera continuada, en los distintos puntos en los que se ha definido una toma de medida se produce una pequeña desaceleración para dar tiempo al sistema de efectuar dicha medida; a continuación, se produce una aceleración de igual magnitud para recuperar la velocidad de carga anterior. Esta aceleración no tiene un gran impacto en las medidas efectuadas. En las primeras pruebas, para una velocidad de medición fija, se variaron los valores de aceleración, probando valores muy bajos y muy altos (de nuevo dentro de márgenes de seguridad indicados por el jefe de laboratorio), y se observó que no había ninguna variación en las medidas. Dado que valores de aceleración demasiado bajos supondrían tiempos de ensayo mucho mayores, se decidió emplear un valor rápido pero seguro, empleado habitualmente en los ensayos con esta máquina. Este valor no se varió en ninguno de los ensayos posteriores.

Por el contrario, en el caso del estudio de la velocidad de medición sí que se encontraron grandes variaciones entre valores altos y bajos. Para el estudio, se llevaron a cabo ensayos estándar para esta máquina. En cada ensayo se aplicaba una velocidad de medición diferente. Cada ensayo cuenta con 5 ciclos de carga completa y 9 puntos de calibración en cada ciclo: 0, 2, 4, 10, 20, 40, 60, 80, 100 como porcentajes del valor máximo de carga. Al principio de cada ciclo se incluye una precarga, tal y como marca la norma.

Para el estudio de los resultados, se consideraron los valores “cero” y “máximos” para cada ciclo de carga. Dado que se tuvieron 5 ciclos por cada ensayo, se calcularon las medias y las desviaciones típicas de los cinco ciclos para cada ensayo y se compararon entre sí (Figura 3.4, Figura 3.5)

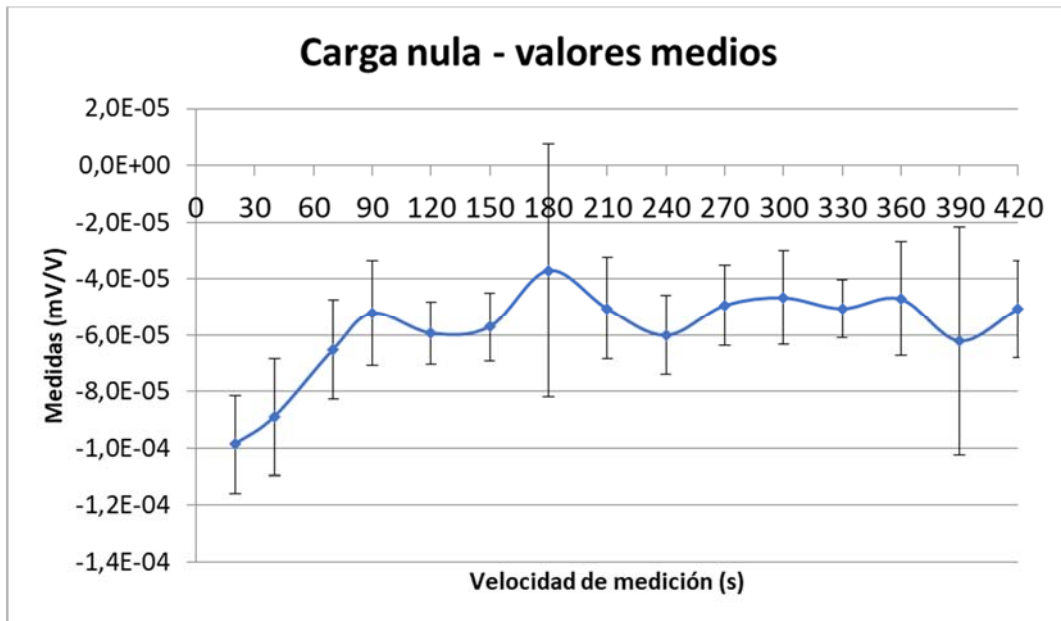


Figura 3.4. Valor “cero” obtenido para ensayos a distintas velocidades (media y desviación)

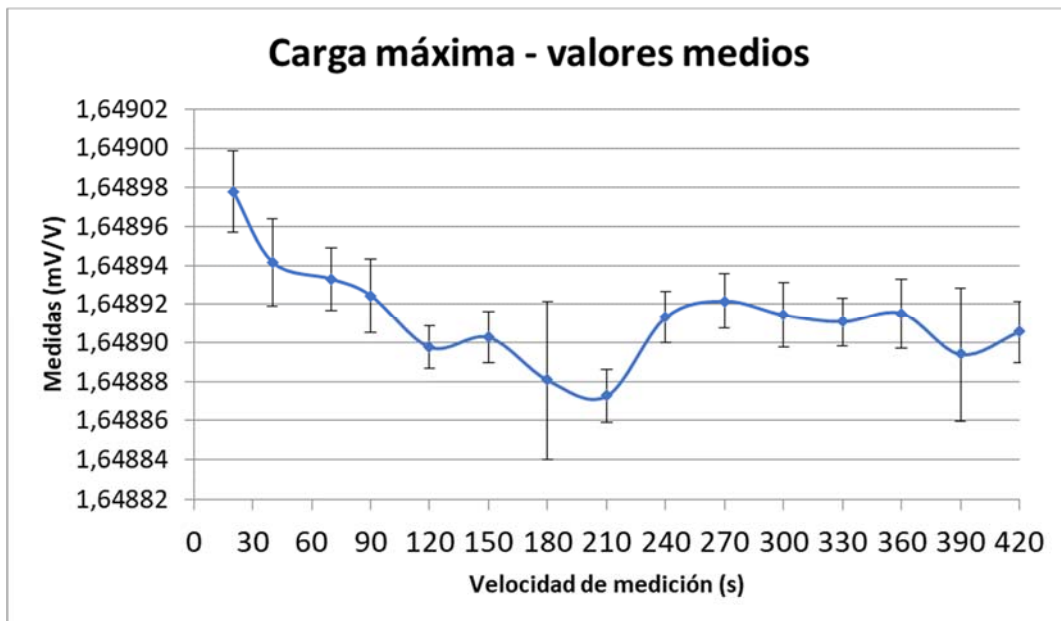


Figura 3.5. Valor “máximo” obtenido para ensayos a distintas velocidades (media y desviación)

La fluencia lenta o *creep* es el efecto por el cual, el transductor percibe un incremento de la deformación sufrida cuando está sometido a una tensión mecánica constante, llamada deformación lenta o retardada. Al continuar incrementando la carga, no se da tiempo a que este incremento de la deformación disminuya, y se acumula a la deformación debida al siguiente escalón de carga. Por lo tanto, en el siguiente escalón de carga se obtiene una medida ligeramente superior a la que teóricamente debería aparecer sin el efecto *creep*.

En una calibración escalonada estándar hay un tiempo de espera antes de tomar la medida en cada escalón de carga, e incluso con este tiempo entre aplicación de la carga y toma de la medida existe un efecto no despreciable sobre la misma debido al *creep*. Este tiempo de espera no tiene lugar en la calibración continua, donde el motor incrementa gradualmente la carga

hasta llegar al máximo. Es por ello que el efecto creep tiene un impacto mayor en las mediciones efectuadas (Brüge, 2010).

Observando los resultados de los estudios realizados, se aprecia una tendencia decreciente de los valores obtenidos, tanto el punto de máxima carga como en el de carga nula. Ello quiere decir que en los ensayos con velocidades más lentas el sistema tiene tiempo de estabilizarse ligeramente y por ello, el efecto del creep se ve reducido.

Aunque hay una variación de los resultados debido a la velocidad de medición elegida, las diferencias no son muy elevadas. Si se eligiera una velocidad de medición muy lenta, el tiempo para realizar un ensayo completo se incrementaría dramáticamente. Era necesario llegar a un compromiso entre la velocidad de medición estable y aquella que permita realizar un ensayo en un tiempo razonable. Por ello, se seleccionó una velocidad de medición equivalente a 90 segundos; esta velocidad tenía como resultado de medición un valor similar a los de velocidades más lentas, con una influencia del efecto creep baja. Esta velocidad podía considerarse suficientemente estable, por ello se utilizó como caso base para los estudios a realizar posteriormente.

3.2.2. Efecto de distintos filtros sobre las mediciones de par a pequeña escala

Un posible motivo de variaciones en las mediciones de par en alto rango podría ser el empleo de diferentes filtros en los equipos de amplificación de señal. Para las mediciones de fuerza y par los transductores se conectan a un amplificador de señal, el cual se encarga de leer la señal emitida por los transductores y retransmitirla al control de la máquina encargada de generar el par y registrar el valor medido por los transductores. Estos amplificadores tienen distintas configuraciones, siendo el filtro de señal uno de los más relevantes.

Dado el posible efecto que el uso de distintos filtros podría tener sobre el sistema de fuerza palanca durante su empleo en bancos de ensayos, se hizo un estudio a pequeña escala del efecto de emplear cada tipo de filtro.

3.2.2.1. Análisis de un filtro para distintos estados de carga

Para determinar cómo se comportaba la señal en distintos estados de carga, se estudió la señal de salida del transductor, previamente montado en la máquina patrón de par de referencia de capacidad 2 kN·m, para un mismo filtro y distintos valores de operación. El filtro elegido tenía un valor asociado de 10 Hz.

Los estados de carga estudiados fueron: carga nula, carga al 80 % de la capacidad máxima del transductor, rampa de incremento de carga a velocidad estable (90 s “Up”) y velocidad rápida (20 s “Up”) y rampa de decremento de carga a velocidad estable (90 s “Down”) y rápida (20 s “Down”).

Para cada uno de los estados de carga se observaba la señal, se eliminaban posibles tendencias y se calculaba la transformada de Fourier de la señal. A través de la transformada de Fourier era posible observar si existían anomalías para algún determinado valor de frecuencia. De este modo, era posible descartar dicha frecuencia para el filtro a emplear en ensayos posteriores, evitando así solapamiento de señales u otras interferencias similares.

- **Carga Nula (Zero Value):**

El objetivo de este estado era determinar el comportamiento de la señal de transductor en reposo, sin cargas generadas por la máquina.

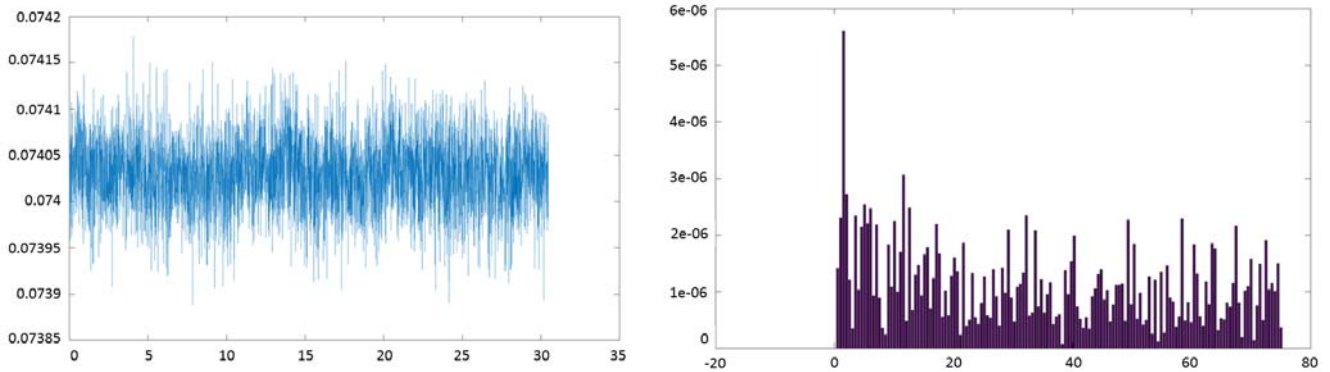


Figura 3.6. Señal a carga nula y su transformada de Fourier

- **Carga al 80 % de la capacidad del transductor (Static load value, 800 N·m):**

Al igual que en el caso de la carga nula, este estudio permitía evaluar la estabilidad de la señal cuando la máquina no incrementa ni disminuye la carga aplicada, si no que la mantiene en un valor fijo.

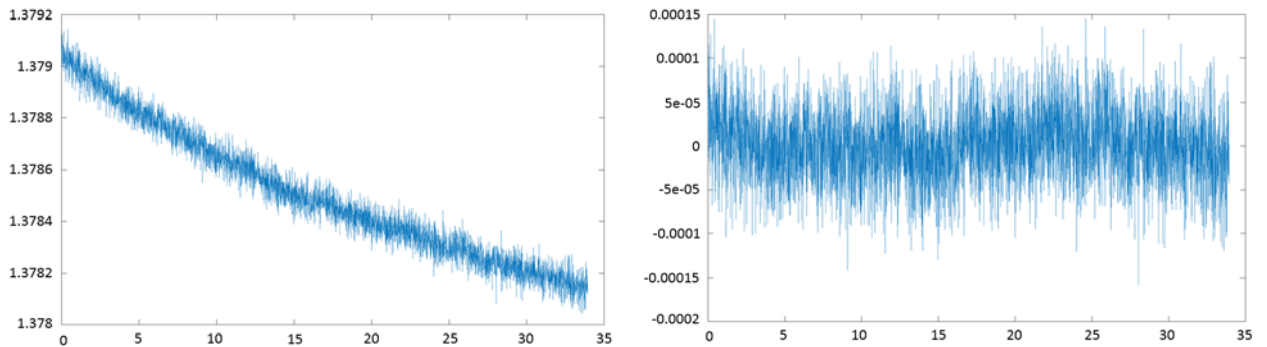


Figura 3.7. Señal a una determinada carga estática y señal procesada eliminando la tendencia (800 N·m).

Sin embargo, puede apreciarse que la carga aplicada comienza a disminuir casi de inmediato. Esta pérdida de carga es algo habitual en cualquier ensayo de par y se debe al pequeño juego entre componentes del conjunto de la máquina patrón y el transductor, así como a la mayor o menor rigidez alcanzada por el sistema.

Debido a la tendencia descendiente de la señal es necesario eliminar la tendencia antes de proceder a evaluar las frecuencias características mediante la transformada de Fourier.

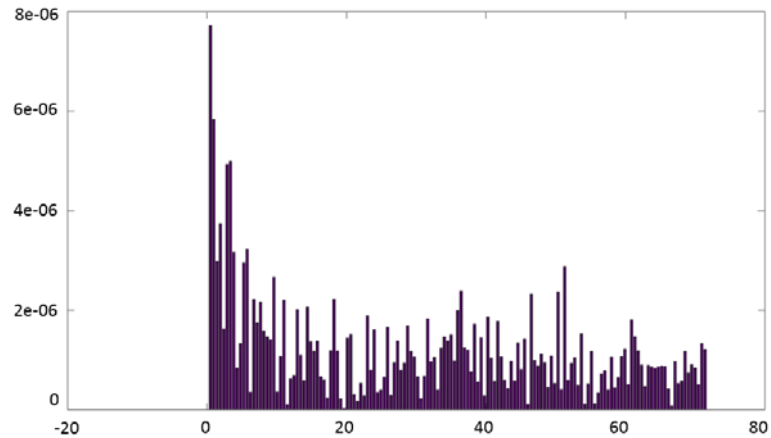


Figura 3.8. Transformada de Fourier para la señal en un determinado punto de carga estática (800 N·m).

- **Rampas de incremento y decremento de carga a distintas velocidades:** En estos casos la máquina procedía a aplicar o retirar la carga a la velocidad especificada. De nuevo, aparece una tendencia lineal en la señal, en este caso especificada por el usuario, por lo que es necesario eliminar la tendencia antes de evaluar las frecuencias características.

A continuación se muestran las señales, con y sin tendencia, y las transformadas de Fourier para la rampa de incremento (“Up”) y decremento (“Down”) a dos velocidades diferentes: estable (90 s, Figura 3.11, Figura 3.12) y rápida (20 s, Figura 3.9, Figura 3.10).

Rampa 20s – Up

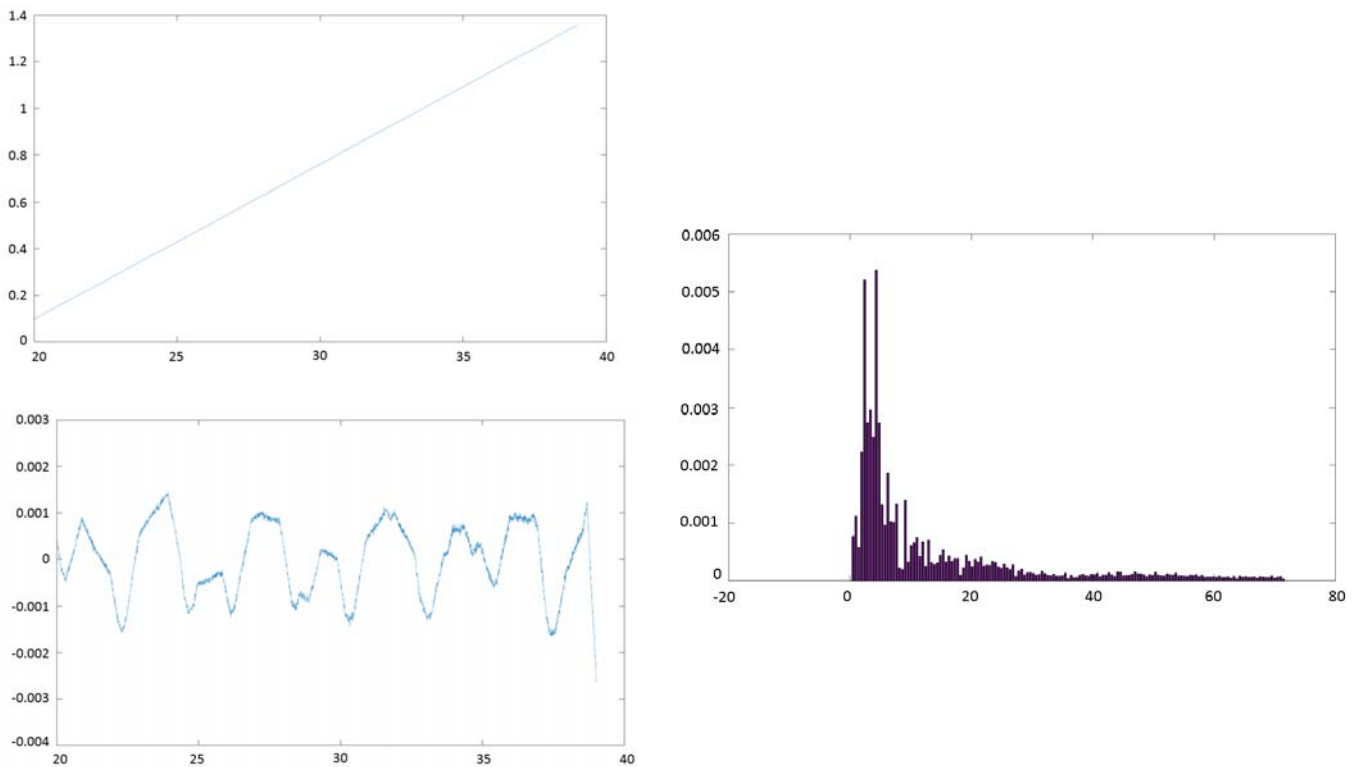


Figura 3.9. Señal original y sin tendencia, obtenida a partir de una aplicación de carga rápida (rampa de incremento); a la derecha, transformada de Fourier de la misma señal (up, speed 20 s).

Rampa 20s – Down

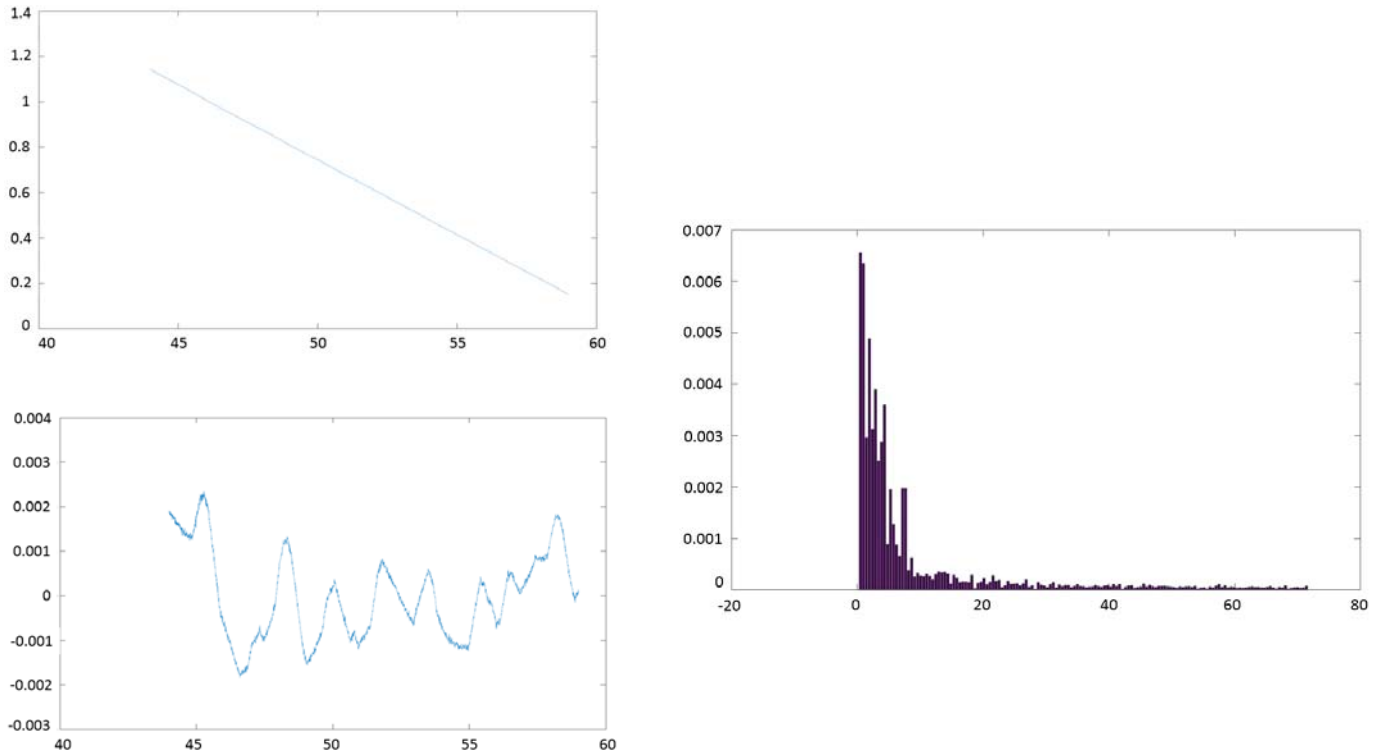


Figura 3.10. Señal original y sin tendencia, obtenida a partir de una retirada de carga rápida (rampa de decremento); a la derecha, transformada de Fourier de la misma señal (down, speed 20 s).

Rampa 90s – Up

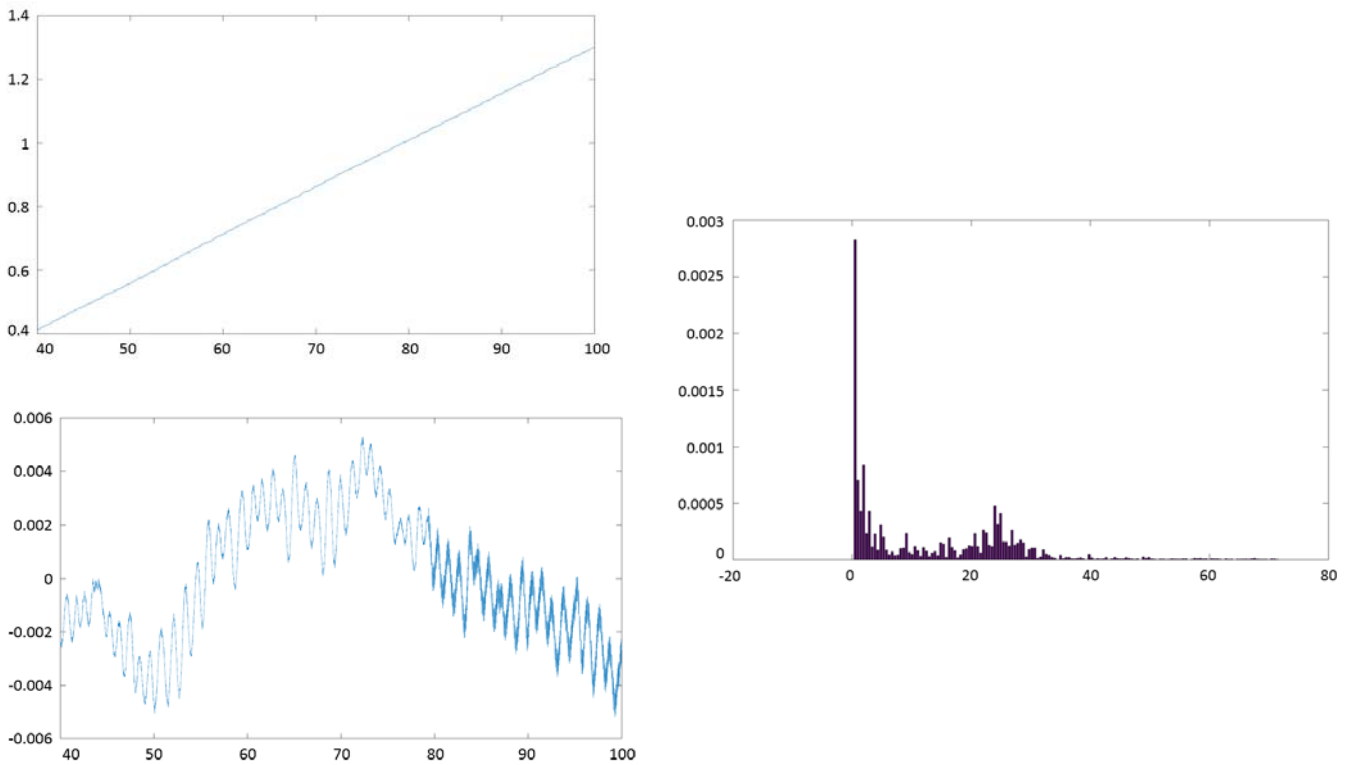


Figura 3.11. Señal original y sin tendencia, obtenida a partir de una aplicación de carga estable (rampa de incremento); a la derecha, transformada de Fourier de la misma señal (up, speed 90 s).

Ramp 90s – Down

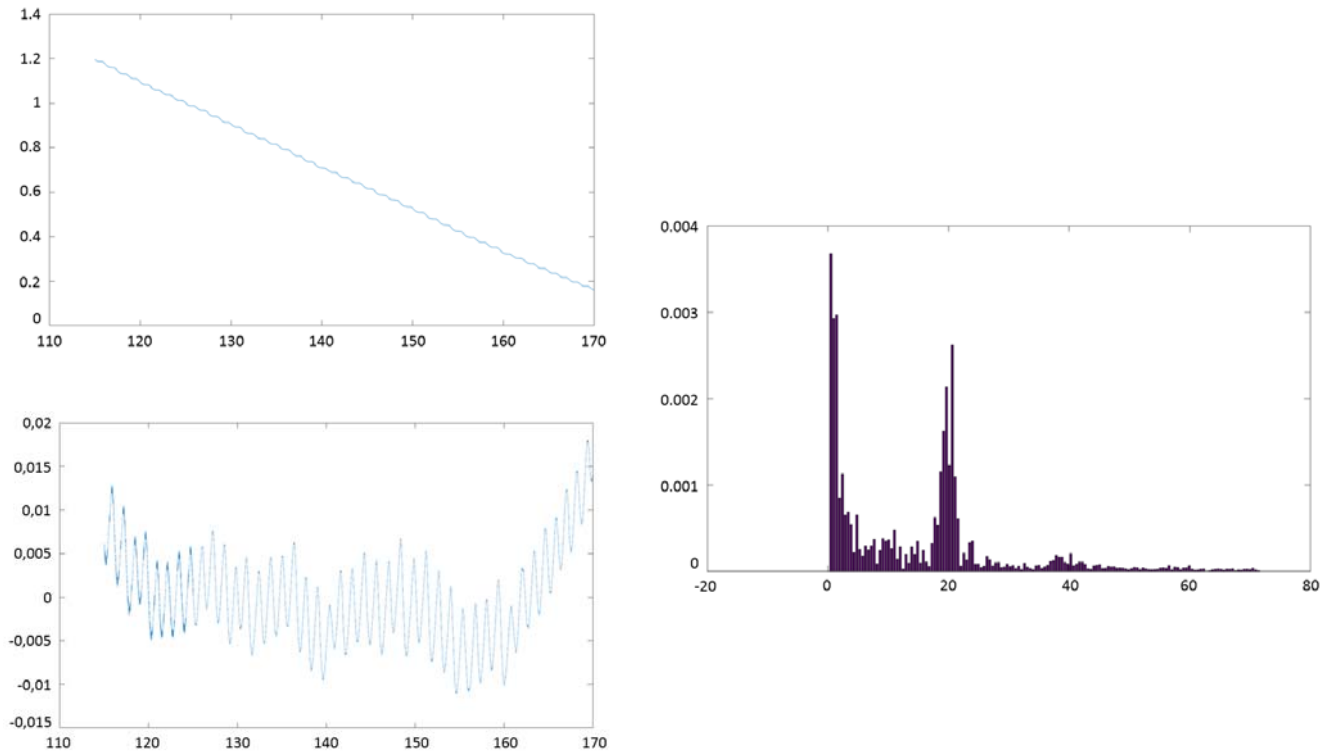


Figura 3.12. Señal original y sin tendencia, obtenida a partir de una retirada de carga estable (rampa de decremento); a la derecha, transformada de Fourier de la misma señal (down, speed 90 s).

El objetivo de este estudio era evaluar distintos casos y determinar si aparecían frecuencias características en alguno de ellos, para evitarlas en futuros estudios y eliminar las posibles interferencias que pudieran provocar. Un ejemplo sería el caso de la “Rampa 90 s – Down” (Figura 3.12), donde se aprecia una frecuencia característica en torno a 20 Hz, siendo la única reseñable entre los casos estudiados. Para los estudios posteriores se evitó esta frecuencia, eligiendo para la comparación entre distintos filtros aquellos con frecuencias superiores o inferiores a 20 Hz, pero evitando ese valor concreto.

3.2.2.2. Comparación de distintas configuraciones de filtros y distintas velocidades de medición

En los estudios preliminares de la velocidad de medición de la máquina se buscaba aquella velocidad que asegurara una estabilidad de la medida aceptable, minimizando el efecto creep sin incrementar demasiado el tiempo total del ensayo.

Sin embargo, la respuesta del sistema puede variar dependiendo del filtro utilizado, debido a la respuesta del control de la máquina ante dicho filtro y la velocidad de medición elegida.

Se consideraron cuatro filtros que cubrían un amplio abanico entre las posibles frecuencias a escoger: 0,04 Hz, 1 Hz, 10 Hz y 40 Hz. Cada uno de ellos se estudió en combinación con tres posibles velocidades: rápida (20 s – MS20), estable o “caso base” (90 s – MS90) y lenta (240 s – MS240). Las diferentes combinaciones pueden observarse en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6. Combinaciones de diferentes filtros y velocidades de medición

Combinaciones estudiadas		
N.	Velocidad de medición (MS)	Filtro (Hz)
1	MS20	10
2	MS90	10
3	MS420	10
4	MS20	1
5	MS90	1
6	MS420	1
7	MS20	0,04
8	MS90	0,04
9	MS420	0,04
10	MS20	40
11	MS90	40
12	MS420	40

Durante el proceso de medición el control de la máquina efectúa un gran número de lecturas mientras ocurre la secuencia de carga y descarga de la calibración (de los que se efectúan 5 ciclos completos). A continuación un software de control calcula una función de interpolación para el ajuste de los valores leídos a una curva (ajuste conocido como “curve fitting” o “curva de calibración”). Mediante esa curva se obtienen finalmente los valores de par leídos por el transductor en cada punto de la calibración.

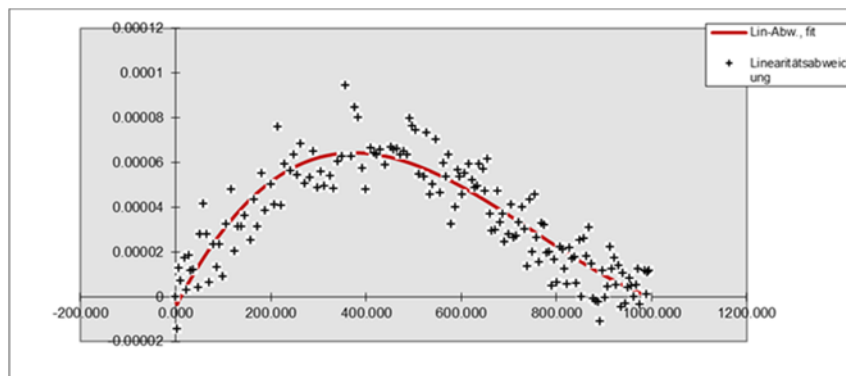
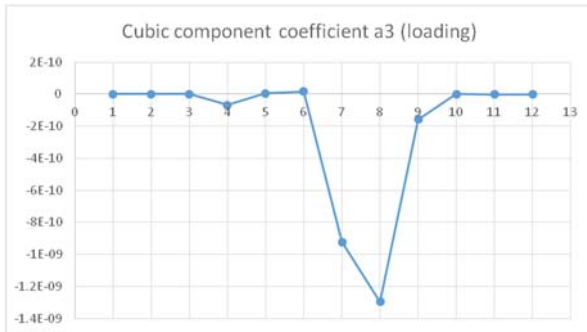
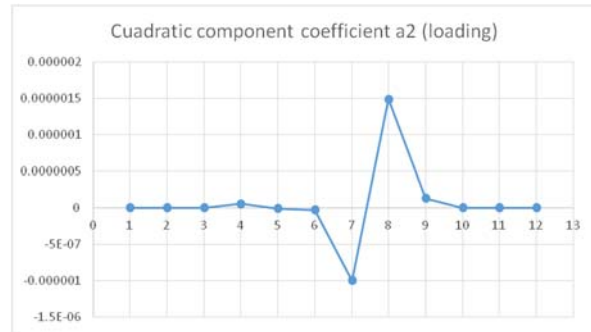


Figura 3.13. Ejemplo de ajuste de una curva de calibración

La función empleada es un polinomio de tercer grado. Los coeficientes de este polinomio se estudiaron para cada combinación de los distintos filtros y velocidades de medición. El objetivo era observar si aparecían variaciones de la curva de calibración, y, de ser así, en qué coeficientes aparecían los cambios más acusados. De este modo era posible observar cómo los distintos filtros y velocidades podrían afectar de manera directa a los resultados del ensayo.



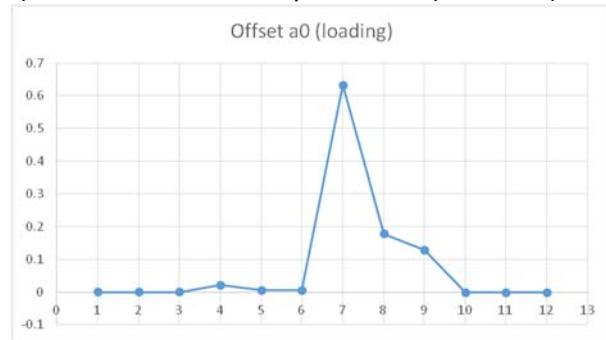
a) Coeficiente de la componente x^3 (cúbica)



a) Coeficiente de la componente x^2 (cuadrada)



a) Coeficiente de la componente x (lineal)



a) Coeficiente del término independiente

Figura 3.14. Variación de los coeficientes del polinomio de ajuste para las distintas combinaciones de filtro y velocidad de medición consideradas.

Los resultados mostraron que los coeficientes del polinomio mostraban valores similares para todas las combinaciones, excepto para los casos 7, 8 y 9 de la Figura 3.14. Estos casos correspondían en todos los casos al filtro de valor 0,04 Hz. Esto se interpretó que un filtro de paso tan extremadamente bajo afectaba a la curva de calibración y por lo tanto a los valores reales medidos, por lo que se concluyó que era recomendable evitar filtros de paso demasiado bajo.

Además de la curva de calibración se analizó el comportamiento del sistema observando los valores “cero” y “máximos” para cada ciclo de carga (Figura 3.15y Figura 3.16), como ya se había hecho en el estudio preliminar de las variaciones de velocidad. En este caso, cada valor representado muestra la variación de los valores nulo y máximo del ciclo de carga para cada combinación de velocidad y filtro.

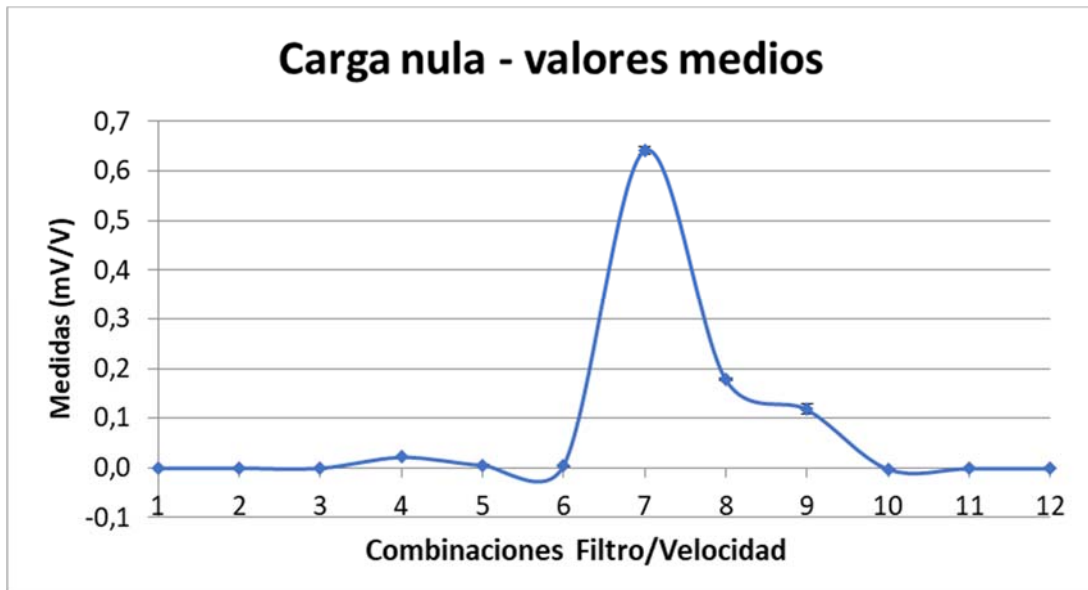


Figura 3.15. Valores “cero” obtenidos para distintas combinaciones de filtros y velocidades (media y desviación)

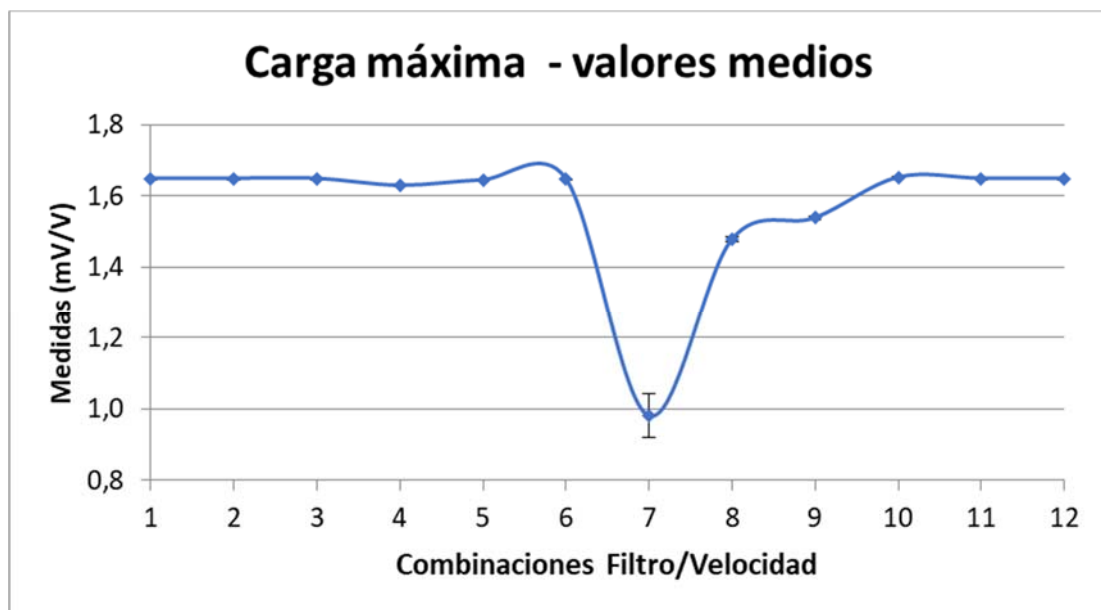


Figura 3.16. Valores máximos obtenidos para distintas combinaciones de filtros y velocidades (media y desviación)

De nuevo, se puede apreciar que en los casos 7, 8 y 9, aquellos con un filtro 0,04 Hz, de paso extremadamente bajo, las variaciones de las mediciones obtenidas para los valores cero y máximo varían notablemente. De este modo se corrobora que este tipo de filtros no son adecuados.

Es especialmente relevante la variación que se aprecia en el caso 7, el cuál corresponde al filtro de 0,04 Hz y una velocidad de medición muy baja, 20 s. Esta gran desviación tiene sentido si se observan en conjunto con los resultados de los estudios preliminares del comportamiento del sistema. En ellos, se comentaba que la deformación debida al creep requiere un cierto tiempo para estabilizarse y minimizar su efecto en la medición y se concluyó que las velocidades

muy rápidas provocaban un mayor efecto del creep sobre la medida. En el caso 7, además de una velocidad muy rápida, el filtro seleccionada es de paso muy bajo, pudiendo llegar a ocultar el verdadero comportamiento del transductor durante la calibración. Es por este motivo que las desviaciones son aún más elevadas en este caso.

3.2.3. Ensayos con ciclos de cargas variables

Otro de los estudios más relevantes de cara al futuro funcionamiento del SFP durante la operación en bancos de ensayo de nacelles es la variación de los ciclos de carga.

Como se ha comentado al inicio de esta sección, en los ensayos tradicionales de par las calibraciones siguen siempre una misma secuencia, en la que se aplica la carga desde el estado de carga nula hasta el máximo del rango elegido y posteriormente se vuelve al valor de carga nula. Este proceso, definido por la guía internacional EURAMET cg-14 es llamado “stepwise calibrations” en inglés y se puede traducir como calibración “escalón a escalón”, “paso a paso” o calibración de carga gradual o incremental (Schlegel et al., 2016). Este proceso de carga y descarga se hace con incrementos constantes, regulares y controlados, pasando por los distintos puntos de carga establecidos por las normas y procedimientos estándar (Figura 3.17).

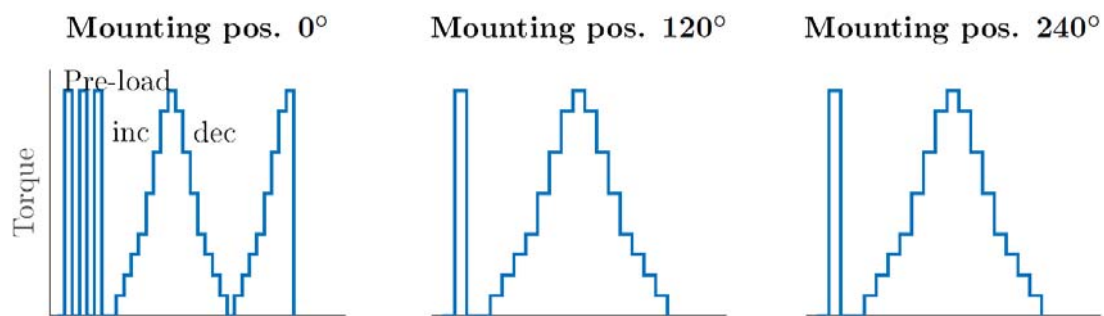


Figura 3.17. Ejemplo de una secuencia de carga de una calibración “stepwise” (Weidinger, Foyer, Kock, et al., 2018b).

Los procedimientos de calibración estándar son empleados para asegurar la trazabilidad de los instrumentos de medición de par a los estándares nacionales. Estudian su comportamiento y posibles desviaciones respecto de los patrones nacionales de manera estática.

Sin embargo, en los ensayos que se realizan a nivel industrial en distintos sectores no siempre se siguen estas secuencias de carga regulares, si no que en ocasiones, según las necesidades de la aplicación concreta, resulta interesante hacer estudios en los que se va de un valor de carga a otro sin seguir estas secuencias. Ésta es, en algunos análisis, la situación de los bancos de ensayo de nacelles, en los que la carga puede aplicarse de una forma no uniforme

Estos ciclos de cargas variables pueden ser necesarios para estudiar comportamientos determinados de las turbinas eólicas ante distintas situaciones o bien ser provocados por incidencias o pruebas dentro de los distintos ensayos a realizar. Un ejemplo típico de incidencia el caso de “Freno de emergencia”. Cuando, se da una situación de empleo de freno de emergencia, bien inducida como parte del estudio de la respuesta de la turbina, bien como acción de emergencia toda la cadena de transmisión del banco de ensayos frena de manera brusca. Una parada abrupta de la cadena de transmisión puede llegar a provocar una inversión del par (Weidinger, Foyer, Kock, et al., 2018b). Esta inversión lleva a una alteración del par

producido, causada por la histéresis sufrida por el instrumento de medición. Aunque las frenadas de emergencia deben evitarse durante las calibraciones de par, esta incidencia es solo un ejemplo de situaciones que pueden afectar a la aplicación de cargas y el consecuente efecto de la histéresis.

Dada la relevancia de esos procedimientos alternativos o posibles incidencias sobre los resultados obtenidos, se decidió estudiar como varía el comportamiento de las mediciones de par ante secuencias de carga alteradas o variables. Para validar el uso de nuevos patrones de transferencia resulta útil estudiar los efectos por los que se pueden ver afectados durante la medición (Pusa, 2007).

En las normas de calibración de fuerza y par, existen varios efectos que son considerados a la hora de evaluar la incertidumbre del instrumento a calibrar; ya se ha mencionado el efecto creep y su influencia; la variación en la aplicación de cargas puede aumentar el efecto del creep (Hasan et al., 2010). Otro efecto que puede afectar a la medida de par es la **histéresis**. La histéresis es un efecto por el cuál la indicación de un instrumento puede diferir en una cantidad fija y conocida, según que las lecturas sucesivas sean crecientes o decrecientes (Joint Committee for Guides in Metrology (JCGM), 2008). En el caso de tener ciclos de carga variables pueden tener asociada una mayor histéresis, debido a una secuencia de carga no regular, donde los valores inmediatamente posteriores al que se tenga en un determinado punto de calibración pueden ser mucho mayores o menores que en una calibración estándar, siendo más acusada la diferencia entre ambos puntos de calibración.

3.2.3.1. *Diseño del ensayo completo con cargas variables – Altered Load Cycle (recorriendo todo el rango de operación)*

Para reproducir un ensayo de cargas variables, se modificó la configuración de la máquina patrón de par de 2 kN·m, creando una nueva secuencia de operación en las que las cargas eran aplicadas (bien incrementando o disminuyendo el valor de carga) siguiendo una configuración aleatoria. Este estudio se denominó como “Altered Load Cycle” o “Ciclo de carga variable aleatoria”.

Al igual que en una calibración regular (empleada de manera habitual en las calibraciones con esta máquina), se llevaron a cabo 5 ciclos con la misma configuración que se había creado de manera aleatoria (Figura 3.18). Los puntos de calibración fueron los mismos que los empleados en el ciclo de calibración regular de la máquina al 0 %, 2 %, 4 %, 10 %, 20 %, 40 %, 60 %, 80 % y 100 % del valor máximo de operación del transductor empleado, 1kN. Además, se llevó a cargo una calibración estándar, con las cargas aplicadas de manera constante, para hacer la comparación de los resultados obtenidos en ambos casos (Figura 3.18).

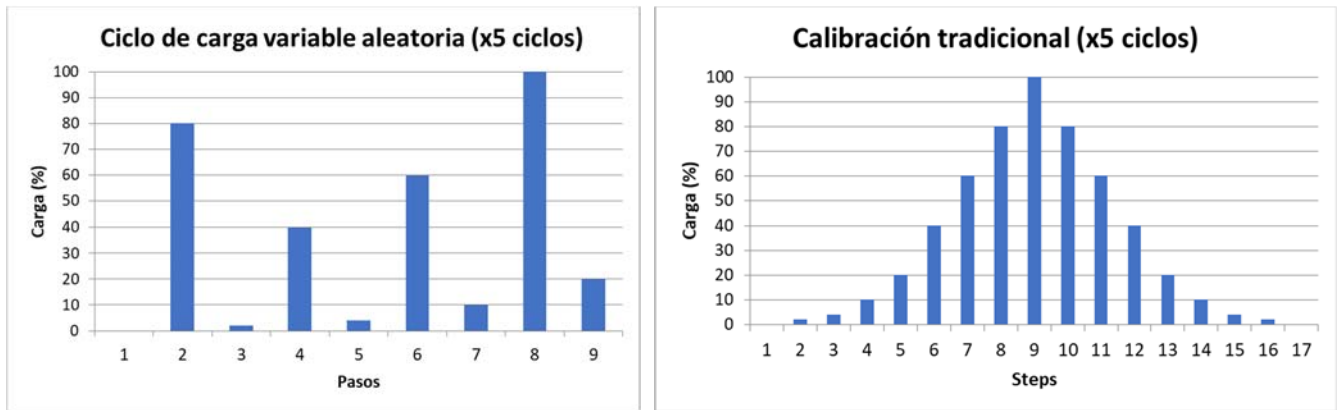


Figura 3.18. Ciclo de carga tradicional frente a un ciclo de carga variable aleatorio

Como se ha explicado en los estudios anteriores, se recogieron datos de los 5 ciclos efectuados en cada ensayo para cada punto de calibración. Para poder comparar los resultados para cada punto de calibración con respecto a la calibración tradicional, se calculó la desviación de la linealidad para cada punto de calibración.

Como se aprecia en la Figura 3.18, para el ensayo de calibración normal se distinguen claramente 2 fases: una primera fase en la que la carga se incrementa gradualmente, denominada “Up pase” en el análisis posterior, y una fase en la que se disminuye gradualmente la carga, denominada “Down pase”. Estas dos fases no se dan en el ciclo de carga variable. Sin embargo, sí que se recorren todos los puntos de calibración que se consideran en la calibración regular.

Para poder comparar los resultados de ambos ensayos, es necesario definir como se llega a cada uno de los puntos de calibración en el caso de carga variable: bien mediante una disminución de carga desde el punto anterior (por ejemplo, el punto 3 del ensayo de carga variable en la Figura 3.18, donde se llega a un valor de carga del 2 % desde un valor del 80 %) o bien mediante un incremento (punto 4, alcanzando el 40 % desde el 2 %). A todos los puntos del ensayo de carga variable a los que se llegaba incrementando la carga se les consideró parte de una “Up phase”, análoga a la del ensayo de calibración estándar; a los que se llegó disminuyendo la carga se les incluyó en el conjunto denominado “Down phase”.

Un ejemplo de la categorización de los resultados del ensayo de calibración con cargas variables puede observarse en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Extracto de los valores obtenidos en el ensayo con cargas variables

Paso de carga %	Valor de referencia	Valor medido	Desviación lineal	Subida o bajada (UP/DOWN)	Carga real (N)
0	-0,0053	0,0613	0	DOWN	0
2	0,0223	0,0951	$8,61 \times 10^{-4}$	DOWN	0
4	0,0486	0,1276	$3,39 \times 10^{-4}$	DOWN	20,532
10	0,1289	0,2263	$1,92 \times 10^{-4}$	DOWN	40,182
20	0,2631	0,3912	$3,44 \times 10^{-4}$	DOWN	100,057
0	-0,0048	0,0619	$5,70 \times 10^{-4}$	DOWN	200,059
2	0,0218	0,0945	$2,64 \times 10^{-4}$	DOWN	0,368

Step %	Ref. Meas.	Test Meas.	Lin. Dev.	Up/Down	Real Load
80	1,066 99	1,379 18	$-2,33 \times 10^{-4}$	UP	799,25
40	0,530 83	0,720 18	$-1,92 \times 10^{-4}$	UP	399,63
60	0,798 71	1,049 40	$-4,89 \times 10^{-4}$	UP	599,29
100	1,335 27	1,708 93	0	UP	999,19
80	1,067 00	1,379 16	$-2,56 \times 10^{-4}$	UP	799,25
40	0,531 12	0,720 50	$1,34 \times 10^{-4}$	UP	399,84
60	0,798 93	1,049 65	$-2,36 \times 10^{-4}$	UP	599,46

3.2.3.2. Diseño de los ensayos detallados: rango bajo (Low Range – Up Study) y rango elevado (High Range – Down Study) de operación

Una vez ordenados los resultados se observó que los valores más altos del rango de operación (40 %, 60 %, 80 % y 100 % del valor máximo de operación) eran en su mayoría alcanzados mediante el incremento de carga (Up Phase) y los más bajos del rango de operación (0 %, 2 %, 4 %, 10 %, 20 % del valor máximo de operación) mediante decrementos de carga (Down phase). Esta distribución tiene sentido observando la configuración aleatorias de las cargas de la Figura 3.18; además, al moverse en rangos elevados es más normal acceder a ellos incrementando la carga por estar cercanos al límite inferior, mientras que en el caso de los valores en el rango más bajo de operación se accedería normalmente disminuyendo la carga desde valores más elevados, al encontrarse próximos al límite inferior.

Por ello, y con el objetivo de poder analizar todos los puntos de calibración alcanzados tanto en incremento como en disminución de la carga, se decidió crear dos ensayos adicionales.

Uno de ellos estudiaría el comportamiento de los valores en rango de operación más bajo, partiendo siempre desde el valor del 0 % hasta el punto de calibración deseado; de este modo,

todos los puntos se hallarían en la fase de incremento de la carga (Up Phase) (Figura 3.19). Este estudio se denominó como “Low Range – Up Study”.

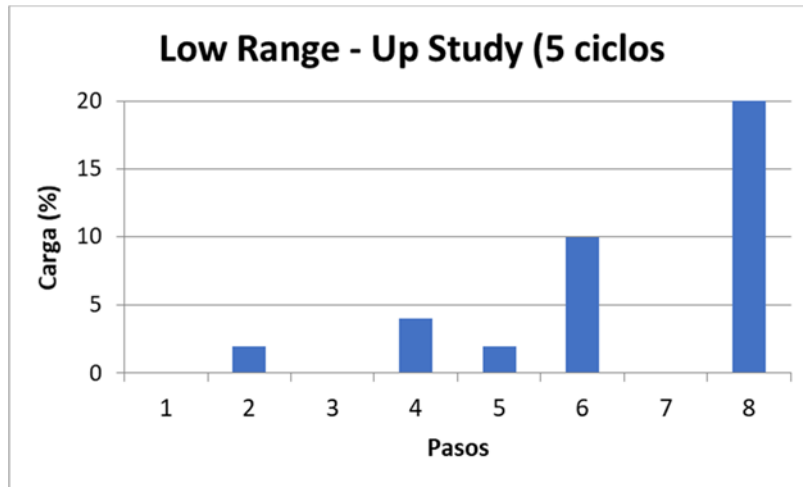


Figura 3.19. Estudio de cargas variables observando en detalle la parte inferior del rango del equipo.

De manera análoga, el último ensayo buscaría estudiar el comportamiento de los puntos de calibración en el rango de operación más alto. Para ello, se partiría siempre desde el 100 % de la carga y se disminuiría la misma hasta cada uno de los puntos de calibración a estudiar, asegurando así que todos pertenecieran al conjunto “Down Phase”, de disminución de carga (Figura 3.20). Este estudio se denominó como “High Range – Down Study”.

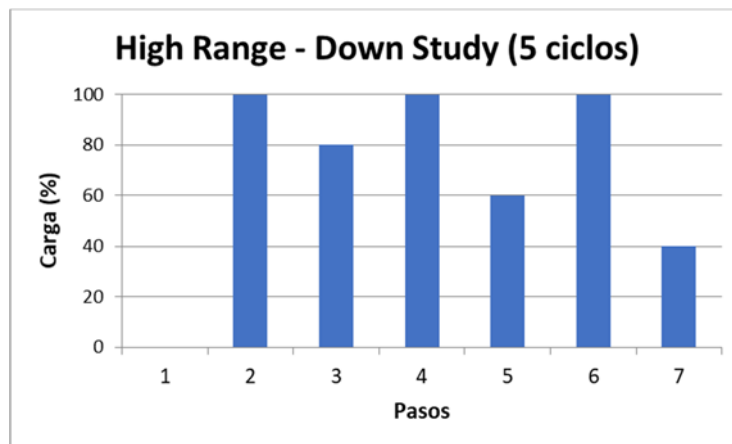


Figura 3.20. Estudio de cargas variables observando en detalle la parte superior del rango del equipo.

Gracias a estos dos ensayos adicionales se tenía información del comportamiento de cada punto de calibración tanto en disminución como en incremento de la carga, en todos los casos siguiendo secuencias de carga no estándar, si no variables.

3.2.3.3. Comparación de los ensayos de cargas variables con los ensayos de calibración estándar

Los resultados de los tres ensayos de calibración de carga variable y el ensayo de calibración estándar fueron analizados. Los resultados del ensayo de calibración estándar se emplearon para determinar los valores de histéresis en un calibración normal, tanto el proceso de

incremento de la carga como en el de disminución. Se determinó la histéresis como la diferencia de los valores medidos en un determinado punto de calibración en el proceso de incremento de carga y los medidos en la fase de disminución de carga. Los valores de histéresis se dibujaron como una curva en el sentido positivo y negativo del eje Y (eje que muestra las desviaciones de las medidas en mV/V). En el caso de los tres ensayos de cargas alteradas o variables, se calculó la desviación de la linealidad de los 5 ciclos de cada ensayo respecto a un valor medio. Aquellos valores contenidos entre las curvas de histéresis serían considerados similares a los de un ensayo de calibración estándar.

Para el primer ensayo “Altered Load Cycle” (“Ciclo de carga variable”) se observó que la desviación de la linealidad de los resultados era muy diferente a los valores de histéresis de un ciclo estándar de calibración, especialmente en los valores en la parte superior del rango, totalmente fuera de las curvas de histéresis (Figura 3.21).

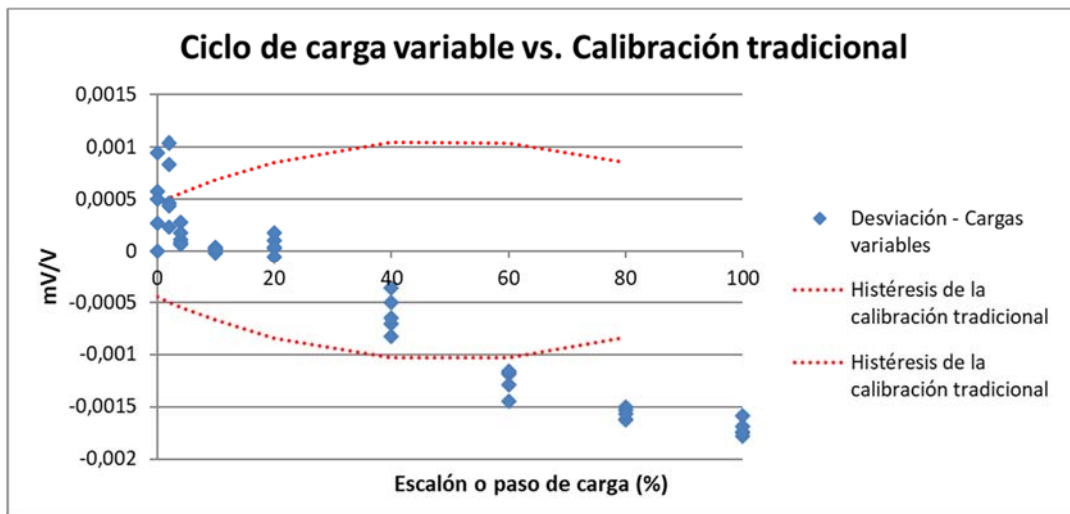


Figura 3.21. Comparación de resultados para ensayo de rango completo: con calibración tradicional y con ciclo de carga variable

Para los otros dos ensayos, que analizaban el comportamiento en detalle de los valores en el rango más elevado de medición (High Range – Down Study) y el rango más bajo (Low Range – Up Study) la situación era similar (Figura 3.22 y Figura 3.23). Las mayores desviaciones respecto de las curvas de histéresis de una calibración estándar ocurrían en los estudios de los valores más elevados del rango.

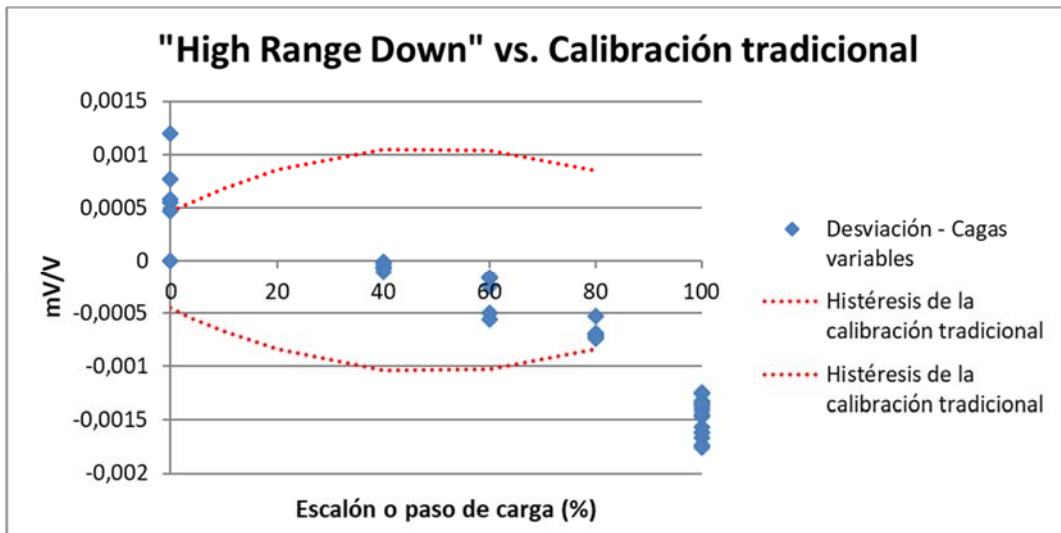


Figura 3.22. Comparación de resultados para ensayo de alto rango: con calibración tradicional y con ciclo de carga variable

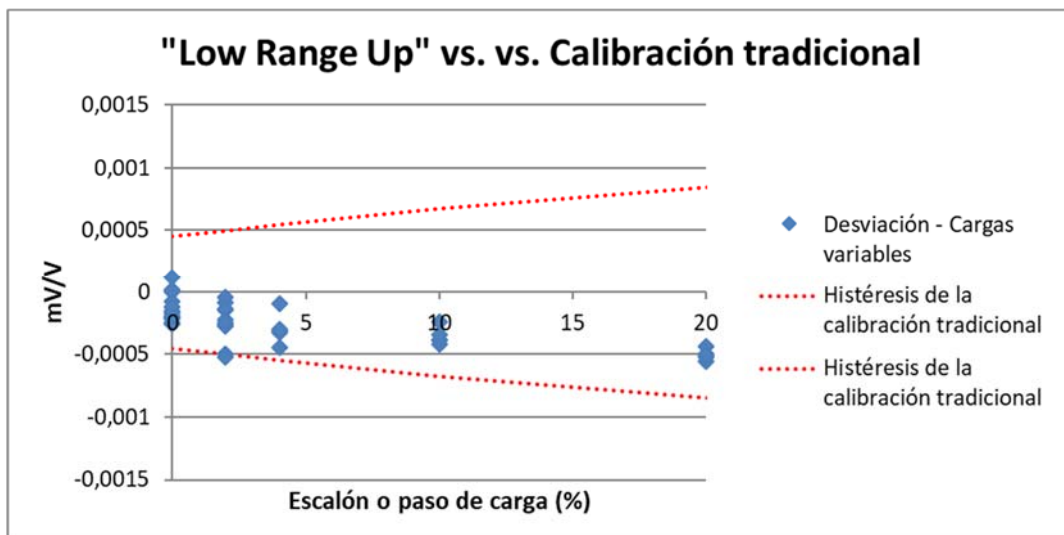


Figura 3.23. Comparación de resultados para ensayo de bajo rango: con calibración tradicional y con ciclo de carga variable

Como se ha explicado, en estos dos estudios adicionales se estudiaba para cada punto de calibración la fase (Up/Dow) que no tenía lugar en el primer estudio. En todos ellos la desviación respecto de la calibración estándar es elevada, especialmente para los valores dentro del rango más elevado de operación. Por ello, puede concluirse que la desviación de las medidas es mayor en ensayos de cargas variables, independientemente de la secuencia de carga que se siga (incrementado o disminuyendo la carga, Up phase – Down phase).

Sin embargo, al comparar los intervalos bajo y alto en detalle (Figura 3.22Figura 3.23) con los mismos intervalos en el primer estudio (con un ciclo de carga variable completo, Figura 3.21), se aprecia que los valores de la desviación son ligeramente inferiores en los estudios detallados. Incluso en el caso del bajo rango de operación (Figura 3.23) las desviaciones serían de una magnitud similar a la histéresis del ensayo de calibración estándar. Estos valores de desviación ligeramente inferiores son debidos al pequeño rango incluido en estos dos estudios; al no recorrer el rango completo del transductor, las diferencias entre un punto de calibración y otro no son tan significativas. Por ejemplo, viendo los escalones definidos en la Figura 3.18, al pasar

del punto 2 al 3 se pasa de un 80 % de carga a tan solo un 2 %, habiendo una diferencia del 72 %; mientras que en el estudio detallado del alto rango de operación se llega al valor del 80 % desde el 100 % de la carga, habiendo una diferencia de tan sólo el 20 %. Por todo ello, se corrobora que a una mayor diferencia entre los puntos de calibración, mayor efecto de la histéresis puede aparecer en los resultados de medición.

Como conclusión de estos estudios de ciclos de carga variables puede decirse que cualquier ciclo de carga alterado o variable tendrá un efecto en los resultados de medición del ensayo de calibración realizado. Debido a un mayor efecto de la histéresis pueden aparecer mayores desviaciones en las medidas finales.

Por todo ello, como conclusión de los estudios de carga variable se recomendaría tener especialmente en cuenta el efecto de la histéresis para las calibraciones en bancos de ensayo de nacelles. En caso de que en la secuencia de carga en el procedimiento de calibración difiera mucho de la empleada para la calibración original del instrumento de medida o de las secuencias establecidas por las normas de fuerza y par, la incertidumbre declarada en dicha calibración previa del instrumento podría no ser directamente aplicable, siendo necesario reevaluar la contribución debida a la histéresis.

Otra conclusión de este estudio sería incluir pasos intermedios destinados a reducir las desviaciones debidas a la histéresis. Durante los ensayos de calibración en los bancos de ensayos de nacelles sería recomendable considerar tarar la señal de equipo, considerando el "Valor nulo" o "valor cero" del sistema después de cada ciclo de carga. Teniendo en cuenta el valor nulo real de la señal ante la ausencia de carga sería posible tarar la señal y los datos posteriores obtenidos, reduciendo ligeramente el efecto de la histéresis. Aún a pesar de estas medidas, ante ciclos de carga variables seguirá siendo recomendable tener en cuenta las posibles desviaciones debidas a una mayor histéresis.

Capítulo 4. Caracterización del brazo palanca

En este capítulo se describe como se analizaron en detalles las características y detalles constructivos del brazo palanca y las simulaciones llevadas a cabo para estimar la respuesta del sistema bajo distintas influencias y condiciones de operación.

Como ya se ha descrito anteriormente, la medición del par en el sistema de fuerza palanca se obtiene como combinación de la fuerza medida por el transductor y la longitud del brazo palanca. Por lo tanto, ambos componentes, transductor y brazo, son los elementos más importantes del sistema, al estar directamente relacionados con el resultado final de medida.

La longitud del brazo sería calibrada tras su fabricación y antes del montaje del mismo en el conjunto del SFP. Una vez ensamblado el SFP completo y montado en el banco de ensayos se podría verificarse la distancia a la que se encuentran los transductores respecto al eje de rotación, asegurando así una medida precisa de la longitud del brazo. Sin embargo, durante la operación esta longitud puede sufrir variaciones; al aplicarse las distintas cargas aplicadas por el banco de ensayos durante los ensayos, el SFP y sus componentes pueden sufrir deformaciones, que afectarían a la longitud del brazo.

En el caso de los transductores de fuerza puede tratar de reducirse o cuantificarse el efecto de las influencias mediante el tratamiento de las señales recibidas. Por ejemplo, una vez montado el transductor en el SFP y asegurado el contacto con el brazo podría verificarse el valor de la señal a “carga nula”, eliminando así posibles interferencias, “ruido” o valores debidos a las condiciones de montaje (Foyer et al., 2019). Sin embargo, la medida de la longitud del brazo no se podría volver a evaluar hasta una efectuar una nueva medición de la misma.

Por ello, en el caso del brazo, uno de los parámetros más relevantes a observar es su resistencia a la deformación. El diseño del brazo debía perseguir la mayor estabilidad posible de sus dimensiones, asegurando una mínima variación de la longitud desde el punto de contacto con el transductor al eje de rotación de la cadena transmisión (D Röske et al., 2000). Esta longitud fue teóricamente calculada en el proceso de determinación del transductor a emplear, denominada entonces “radio de aplicación” y se denotó como “ r_{dlap} ”.

Como se adelantó en el capítulo anterior, en los estudios de la deformación del brazo la distancia real obtenida pasó a denominarse simplemente “Longitud del brazo” y se denotó como “ l ”, considerando que la variación sufrida por la distancia r_{dlap} sería análoga a la variación sufrida por la longitud del brazo l .

Así, mediante el análisis de las dimensiones del brazo sería posible estudiar de manera precisa su posible variación durante distintas condiciones de operación. La variación de la longitud del brazo supone una variación de una de las principales componentes de la medida del par y debía tenerse en cuenta a la hora de estimar la incertidumbre asociada al sistema de fuerza palanca.

Durante el estudio detallado del diseño original propuesto para el brazo, se efectuaron una serie de mejoras, destinadas principalmente a reducir las posibles variaciones de su longitud “ l ” debidas a determinadas influencias externas. Al efectuar estas mejoras se llevó a cabo un proceso iterativo de mejora y análisis del brazo mediante herramientas FEM, para comprobar el efecto que las distintas modificaciones podían tener sobre el comportamiento final del brazo.

Por último, una vez alcanzado el óptimo diseño del brazo se procedió a evaluar su comportamiento durante la operación. Para ello se llevaron a cabo simulaciones por elementos finitos, en las que se reproducían las condiciones de operación (cargas, sujeciones, etc.) y se estudiaba el comportamiento del brazo. Además se realizaron simulaciones en las que, además de las situación ideal de operación se introducían las distintas influencias indicadas por los propietarios de los bancos de ensayo y se observaba su efecto sobre la longitud del brazo y la estabilidad del elemento.

4.1. Adaptación del brazo de medición al transductor comercial elegido

En el capítulo 2 se mostró la propuesta de diseño inicial para el sistema de fuerza palanca. Esta propuesta inicial fue analizada mediante herramientas FEM, demostrando su capacidad para soportar las cargas presentes durante la operación en los bancos de ensayo de nacelles. El brazo palanca fue probado así mismo, como componente intrínseca del sistema (Figura 4.1 y Figura 4.2)

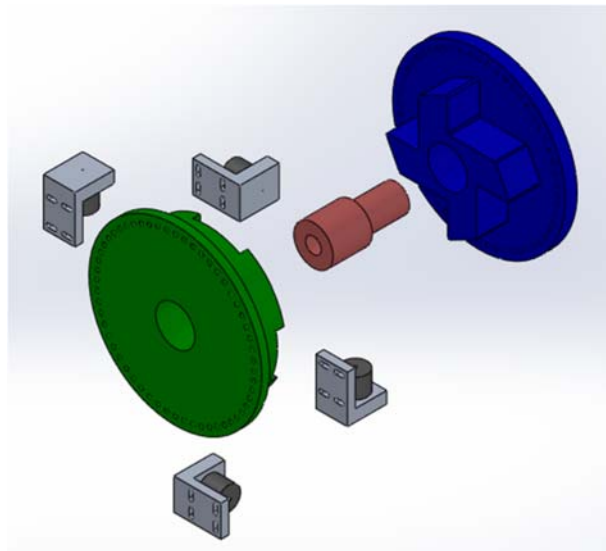


Figura 4.1. Vista explosionada del SFP original – brazo palanca original (en azul).

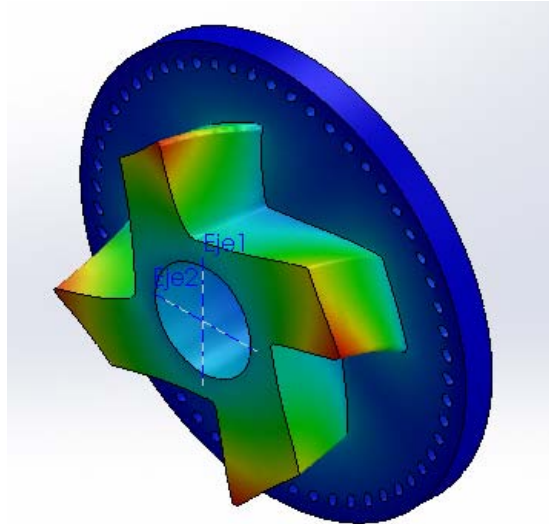


Figura 4.2. Muestra detallada del brazo original (analizado mediante herramientas FEM)

Sin embargo, el SFP original fue diseñado suponiendo un transductor ficticio, de dimensiones aproximadas a las de los modelos de capacidades rango de los MN. Sin embargo, tal y como se describió en el capítulo anterior, una vez analizados los requisitos del sistema se seleccionó el transductor comercial más adecuado para la aplicación deseada. Este nuevo transductor contaba con unas dimensiones ligeramente diferentes a las del transductor ficticio originalmente incluido.

El transductor ficticio original contaba con un diámetro de 300 mm. Dado las dimensiones de las bridas y el diámetro del transductor, tras posicionarlo lo más alejado posible del eje de rotación, la distancia al mismo era de 595,96 mm (Figura 4.3)

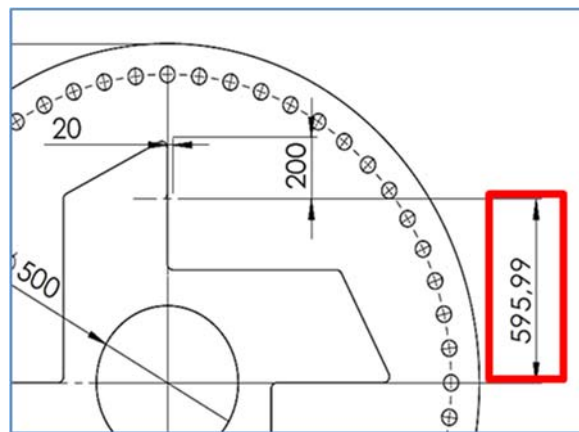


Figura 4.3. Distancia al eje de transmisión del SFP original

Sin embargo, tras incluir el nuevo transductor (modelo HBM C18 – 5 MN), cuyo diámetro era de 275 mm, fue posible reducir los soportes y alojamientos en los que se acoplaba el mismo. De esta manera, la distancia al eje de rotación se incrementó ligeramente, pasando a ser de 607,50 mm (Figura 4.4).

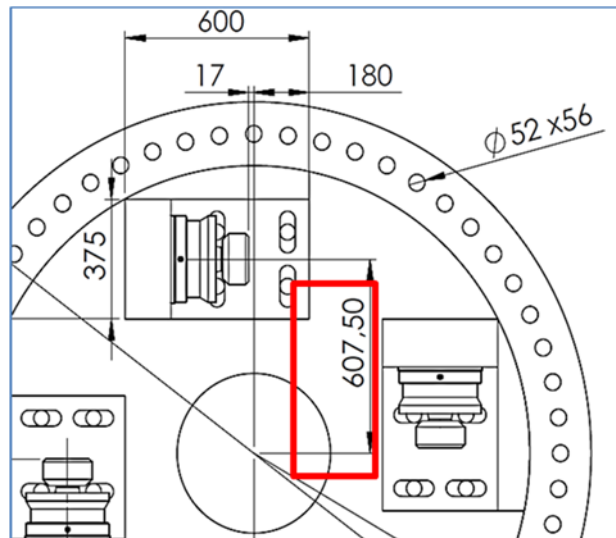


Figura 4.4. Nueva distancia al centro, debida a las nuevas dimensiones del transductor (visto en subconjunto "FixSide")

Este incremento afectó a los elementos del subconjunto denominado "FixSide", siendo necesario modificar los diseños de los soportes de los transductores (disminuyendo ligeramente su tamaño y por tanto su peso) y a la brida de entrada "InFlange", en la que se adaptaron los alojamientos previstos para los transductores y su soporte. En el capítulo siguiente se exponen los cambios efectuados en el SFP completo.

En el caso del brazo no hubiera sido necesario modificar sus dimensiones, puesto que el contacto seguía teniendo lugar, salvo que en un punto distinto de la cara del brazo. Sin embargo, se rehízo la pieza para reducir ligeramente los extremos del brazo y comprobar el contacto del el transductor con la cara del brazo. La distancia al punto de contacto se muestra en la Figura 4.5.

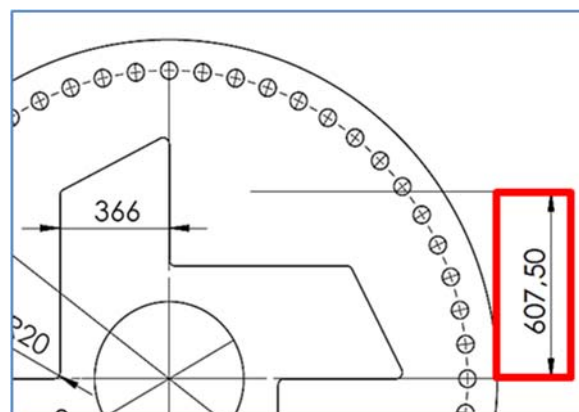


Figura 4.5. Variación de la longitud del brazo debida a las nuevas dimensiones del transductor y el brazo (visto en el subconjunto "LeverSide")

4.2. Optimización del brazo: rediseño y análisis de viabilidad

El brazo originalmente diseñado era una componente enteriza, integrada en una misma pieza con el extremo bridada de salida del SFP. Su rigidez y su capacidad para soportar las cargas durante la operación habían sido probadas en la evaluación por elementos finitos descrita en el capítulo 2.

Sin embargo, la gran cantidad de material en esta componente, una de las de mayores dimensiones del conjunto, incrementa el peso total del SFP. Entre las influencias a considerar, especificadas por los operadores de los bancos de ensayo de nacelles (descritas en el capítulo 2), se encuentran la gravedad y la fuerza centrífuga.

Dada la masa total del sistema, el peso propio del sistema es una carga en sí misma a considerar en conjunto con las generadas durante la operación. Además, como ya se ha explicado anteriormente, el SFP es un patrón de transferencia del par que deberá operar en dinámico. Es decir, el sistema no se encontrará estático y soportando un esfuerzo de torsión, como es el caso de las calibraciones estándar realizadas con máquinas patrón de par; en los bancos de ensayos de nacelles toda la cadena de transmisión rota, movida por el motor principal. EL SFP girará de manera solidaria al resto de elementos del sistema. Por lo tanto, se verá afectado por la fuerza centrífuga del sistema, pudiendo adquirir una cierta inercia.

Tanto el efecto de la gravedad como el de la fuerza centrífuga podrían provocar tensiones y deformaciones adicionales en el brazo, incrementando la variación de la longitud del mismo respecto de la longitud originalmente calibrada. Por ello, se decidió mejorar el diseño del brazo, minimizando su masa total, eliminando el material de las geometrías no críticas. Se inició así un proceso iterativo, en el que por cada modificación efectuada en el diseño del brazo se evaluaba la reducción de peso conseguida, las posibles tensiones adicionales que se pudieran generar y posibles incrementos de la deformación.

Condiciones para el análisis FEM de las modificaciones del brazo.

En estos análisis se estudió el brazo como una componente independiente, sin ensamblarlo en el conjunto completo del SFP. Para emular las condiciones de trabajo se consideró que el brazo se encontraba fijo en la geometría externa de la brida. Las cargas generadas en la operación se consideraron aplicadas en la parte interior del brazo:

- **Cargas debidas al par de entrada al SFP:** se aplicaron en las caras en contacto con los transductores. Se descompuso el par total en la fuerza tangencial producida por el mismo en cada uno de los transductores y que a través del contacto con los mismos es transmitida al brazo.
- **Cargas parásitas o adicionales:** Se trata de los esfuerzos flectores y cortantes, definidos por los operarios de los bancos de ensayo y que son debidas al sistema de aplicación de cargas presente aguas arriba de la cadena de transmisión. Se consideraron aplicadas en la cara más interna del brazo, dado que son principalmente transmitidas por el subconjunto “FixSide” y/o el soporte interno.

El conjunto de cargas y sujeciones considerados durante las simulaciones puede apreciarse en la Figura 4.6.

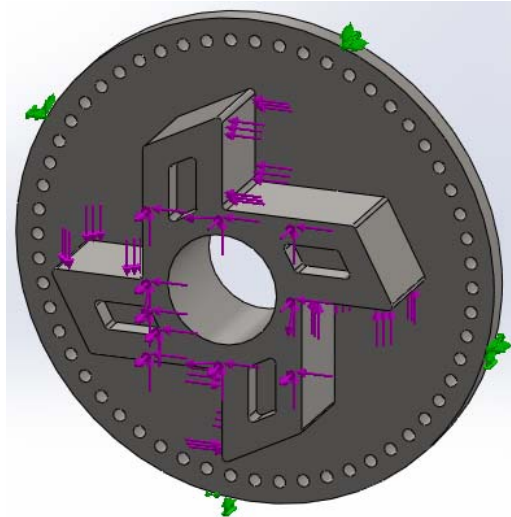


Figura 4.6. Ejemplo de como quedarían aplicadas las cargas (rosa) y sujeciones (verde) sobre el brazo o Brida de entrada

4.2.1. Parámetros analizados durante el estudio de modificaciones del brazo.

Como se ha comentado, las modificaciones efectuadas al brazo tenían como objetivo principal reducir el peso total del elemento, con el fin de minimizar la posible influencia de la gravedad y la fuerza centrífuga.

Sin embargo, modificar la geometría del brazo, eliminando material para reducir su masa, podía llegar a afectar a la resistencia de la pieza y generar tensiones. Además, ante una menor cantidad de material podría incrementarse las deformaciones y modificarse las dimensiones de la pieza, variando así la longitud originalmente calibrada del brazo.

Para poder controlar el comportamiento de la pieza después de cada modificación se evaluaron una serie de parámetros:

- **Masa total de la pieza:** Este parámetro será el que indicará para cada una de las modificaciones efectuadas si se ha conseguido reducir el peso del brazo y que modificaciones provocan una mayor reducción.
- **Máxima tensión de von Mises (σ):** Mediante este parámetro se controlará el posible incremento de las tensiones internas de la pieza, comprobando que las reducciones de material no supongan un incremento desmesurado de las mismas.
- **Máximo y mínimo desplazamiento total:** Este parámetro es, junto con la tensión de von Mises, uno de los más relevantes a la hora de evaluar los efectos de las reducciones de masa en la pieza. Si el incremento del desplazamiento es demasiado acusado será necesario descartar dicha modificación o replantearla.
- **Máxima deformación unitaria:** este parámetro permitirá controlar la deformación interna sufrida por el brazo ante las reducciones de material.
- **Máximo desplazamiento direccional en X e Y (2 brazos, 2 brazos):** El brazo cuenta con 4 extremos (llamados también "brazos"), cada uno de ellos en contacto con uno de los

cuatro transductores del SFP. Las caras de contacto de estos brazo con los transductores están alineadas dos a dos. En la posición de inicio, mostrada en la Figura 4.6, dos de esas caras están en posición vertical (alineada con el eje Y) y otras dos en posición horizontal (alineada con el eje X). Cuando se estudia el parámetro de máximo desplazamiento se considera la pieza completa. Sin embargo, en los parámetros de desplazamiento direccional se puede estudiar el desplazamiento de una zona específica de la pieza en la dirección elegida. Por ello, se decidió estudiar el desplazamiento direccional de las caras de contacto con los transductores en la dirección (Figura 4.7). Este desplazamiento es el que medirá de manera más realista la posible variación de longitud del brazo.

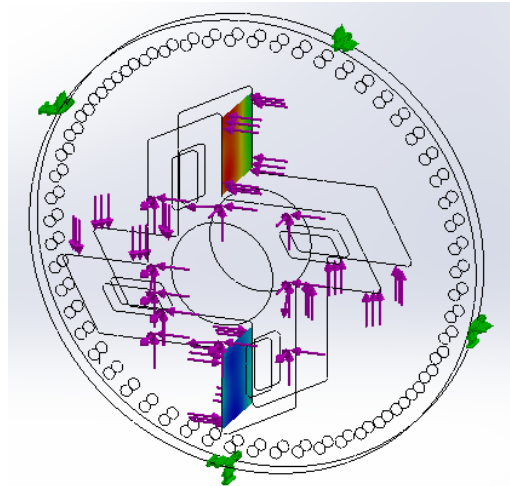


Figura 4.7. Ejemplod e los resultados obtenidos para los desplazamientos direccionales en las caras de contato del brazo

En el caso del desplazamiento direccional se estudia también el valor de mínimo desplazamiento, puesto que este resultado puede tener valores negativos cuyo valor absoluto es superior al del máximo desplazamiento. Esto es debido a que, dependiendo de la aplicación de las cargas y la distribución de las tensiones, en ocasiones puede provocar una compresión de las fibras de la pieza en lugar de una elongación de las mismas. En estos casos, las dimensiones afectadas por estos desplazamientos se ven reducidas en lugar de incrementarse; así se reflejan en el caso del desplazamiento direccional, el cuál evalúa una superficie concreta y sus dimensiones.

Por todo ello, se estudian también los valores mínimos de desplazamiento direccional, puesto que valores negativos de este resultado podrían significar una reducción de la longitud del brazo, afectando directamente a la medida del par. Un ejemplo de esta situación mostrada en la figura anterior. El brazo situado la parte superior de la pieza está en una zona en la cual las fibras están sufriendo un esfuerzo de tracción, por lo que encontramos el máximo desplazamiento direccional debido a la elongación de la superficie. Sin embargo, en el brazo opuesto, situado en la zona inferior, encontramos fibras sometidas a tracción. Por ello se identifica como desplazamiento mínimo, y la superficie sufre una compresión que se traduce en una variación de longitud negativa.

De entre los parámetros mencionados, los más relevantes a la hora de estudiar la validez de los distintos diseños y modificaciones fueron la masa, la tensión máxima de von Mises y el máximo desplazamiento resultante. Fueron los tres resultados principales a la hora de evaluar cuánto se reducía la masa total del sistema respecto del diseño original y como afectaba esta

disminución a la resistencia y estabilidad de la pieza (tensión), así como al valor final de la longitud del brazo (desplazamiento).

4.2.2. Modificaciones propuestas para el rediseño del brazo

En primer lugar se rehízo el diseño del brazo incluido en el SFP preliminar, adaptándolo a las nuevas medidas del transductor, y asegurando el contacto con el mismo a la nueva distancia al eje de transmisión (r_{diap}). En esta modificación se redujeron levemente los extremos del brazo más cortos al adaptarlo. El diseño original, con extremos ligeramente más largos, se denominó "Caso 0" y el diseño adaptado al nuevo transductor pasó a denominarse "Caso 1".

El objetivo de las modificaciones era reducir el máximo material provocando variaciones mínimas en las dimensiones del brazo y sus tensiones internas. Se consideraron varias zonas en las que era posible reducir el material de diferentes maneras, las cuales se describen a continuación. Las zonas donde se aplicaron las distintas modificaciones se muestran en la Figura 4.8.

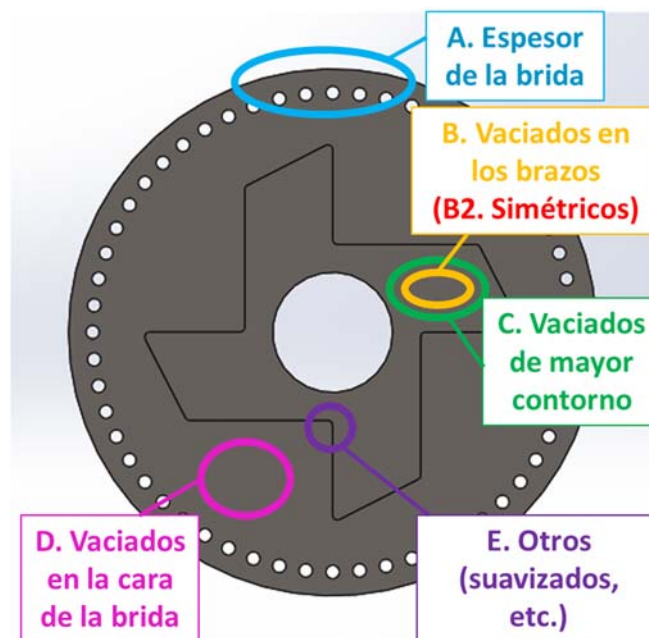


Figura 4.8. Zonas donde se concentraron las modificaciones del brazo

- a) **Espesor de la brida:** Aplicada en la zona A de la Figura 4.8. La anchura total del SFP original era de 1070 mm (Figura 4.9). Mediante la reducción del espesor de la brida, cuyo valor original era de 150 mm, se conseguía una doble mejora. En primer lugar, se reducía la masa del brazo sin afectar a las zonas directamente implicadas en la transmisión del par (los cuatro extremos del brazo). Por otro lado, se conseguía reducir el ancho del sistema completo; aunque el ancho del sistema actual era un valor aceptable, los operadores de los bancos de ensayo de nacelles recomendaban no superar un valor de 1000 mm para facilitar el montaje y el posicionamiento del SFP.

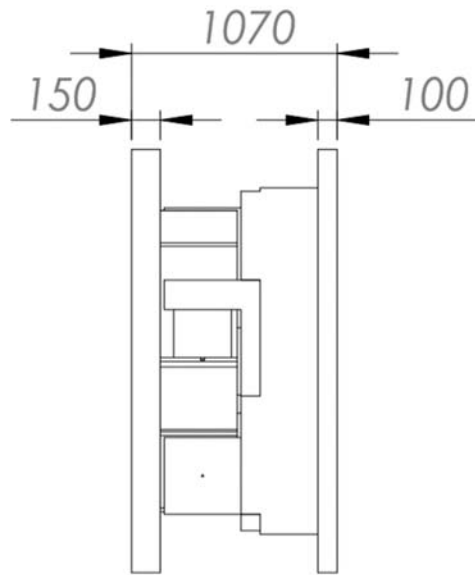


Figura 4.9. Ancho total del sistema

- b) Mecanizado de las superficies no críticas de los extremos del brazo (también nombradas “Vaciados brazos”, pequeño tamaño):** Llevados a cabo en la zona B de la Figura 4.8. La cara del brazo en contacto con el transductor debía mantenerse intacta. Sin embargo, una gran cantidad de material conformaba el extremo del brazo. Se decidió efectuar vaciados en la cara perpendicular a la cara de contacto con el transductor (zona interna, paralela a la zona de la brida), reduciendo así el material en el extremo del brazo. Estos vaciados tenían una forma o contorno semejante a la del extremo del brazo, pero de tamaño muy inferior. Se intentaron vaciados a distintas profundidades, evaluando en cada caso si la reducción del material en el extremo del brazo provocaba un excesivo incremento de las tensiones o la deformación del mismo.
- c) Mecanizado de las zonas no funcionales de la brida:** Se llevaron a cabo en la zona D mostrada en la Figura 4.8. En los 4 espacios que separan los 4 extremos del brazo está previsto anclar en un futuro los equipos de adquisición de datos para su retransmisión mediante telemetría; al operar el equipo en rotación no es posible efectuar la conexión a través de cables, sino que es necesario emplear soluciones inalámbricas. Por lo tanto, el único requisito de cara al diseño es disponer de material suficiente para montar estos equipos mediante rieles y tornillería. Por ello, se decidió que era posible efectuar vaciados en los espacios entre los extremos, reduciendo así material de zonas no críticas.
- d) Mecanizado simétrico de las superficies no críticas (“Vaciados simétricos del brazo”, pequeño tamaño).** Los mismos vaciados que se habían efectuado en la cara más interna del brazo, (zona de trabajo B, Figura 4.8) se replicaron en la cara más externa (zona de conexión de la brida con el banco de ensayos). De este modo, el vaciado tenía una cierta simetría respecto al punto de contacto con el transductor.
- e) Incremento del mecanizado simétrico de las superficies no críticas (“Vaciados contorno mayor”, mayor tamaño).** En estos casos los vaciados en los extremos del brazo se rehicieron aumentando el contorno de los mismos, consiguiendo así una mayor reducción de material. La zona de trabajo es la C en la Figura 4.8 (coincidente con la B).

Sin embargo, de nuevo este tipo de vaciados podían afectar a la estabilidad de la zona de contacto con el transductor y era especialmente importante vigilar los incrementos de tensiones y desplazamientos.

- f) **Suavizados, redondeos, etc.** Por último, una vez alcanzados aquellos casos en los que se tenía una reducción de material óptima se hicieron pequeñas modificaciones, combinando algunas de las modificaciones anteriores y suavizando algunas geometrías (aristas, etc.), con el fin de reducir posibles tensiones y deformaciones y mejorar el comportamiento del brazo. Este tipo de modificaciones se han marcado de manera genérica en la Figura 4.8 (zona E).

Estas variaciones fueron alternándose durante el proceso de mejora del brazo. En la sección siguiente se especifica el proceso por el que se fueron aplicando los distintos tipos de modificaciones, los espesores y características de cada nuevo diseño y los resultados obtenidos en cuanto al propósito de reducir la masa total y los efectos sobre las tensiones y desplazamientos en el brazo.

Las modificaciones se llevaron a cabo en varias etapas. La primera solo considero cambios en el espesor de la brida (Zona A y se testó el vaciado en los brazos (zona B) (Figura 4.10). En la segunda etapa solo se llevaron a cabo vaciados en los brazos a distintas profundidades (zona B). En tercer lugar se repitieron algunos de los vaciados de manera simétrica. A continuación se probó a efectuar dichos vaciados (no simétricos y simétricos) con un contorno mayor (zona C). Posteriormente se llevaron a cabo los vaciados en las superficies no críticas de la brida (Zona D, Figura 4.8). Por último se combinaron algunos de los procesos anteriores y se suavizaron geometrías con el fin de optimizar el comportamiento del sistema.



Figura 4.10 Primera etapa de modificaciones

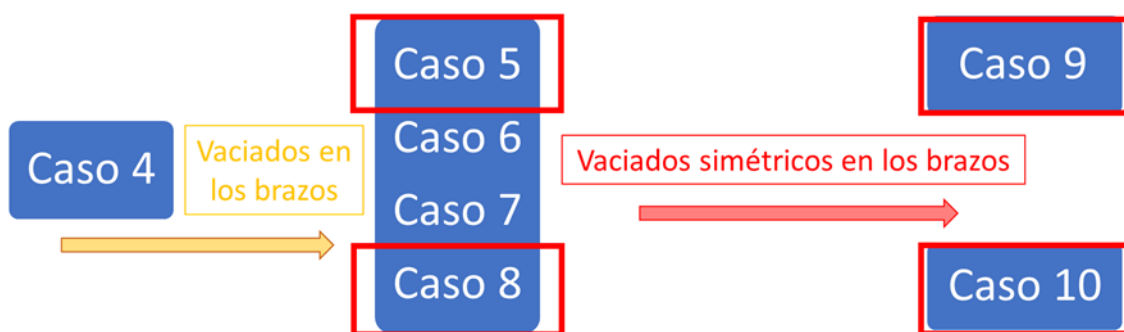


Figura 4.11. Segunda etapa: vaciados y vaciados simétricos

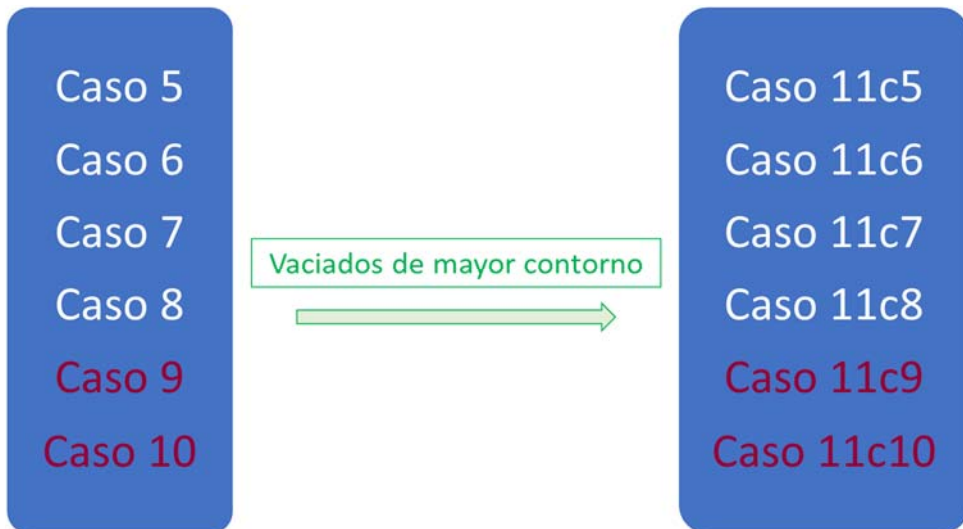


Figura 4.12. Tercera etapa del proceso de mejora: aumento del tamaño de los vaciados

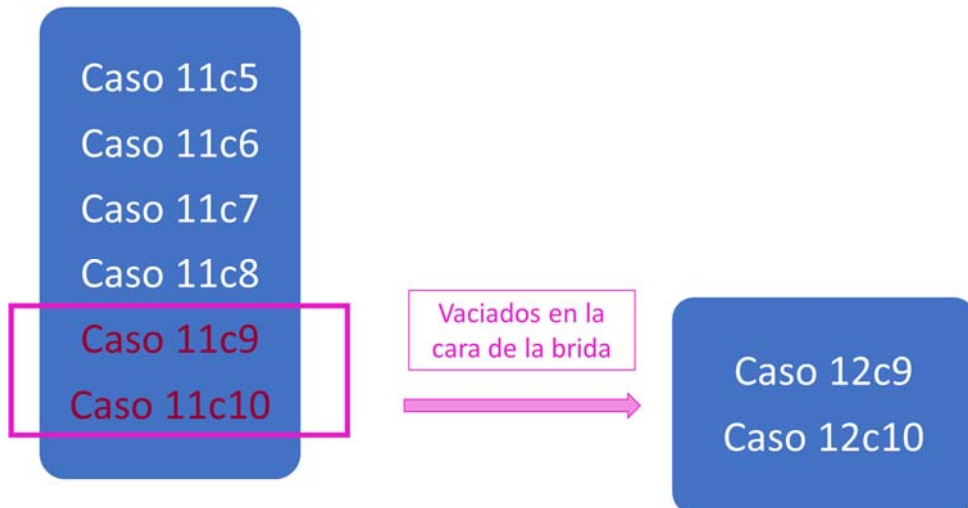


Figura 4.13. Cuarta etapa: vaciados en las superficies no críticas de la brida

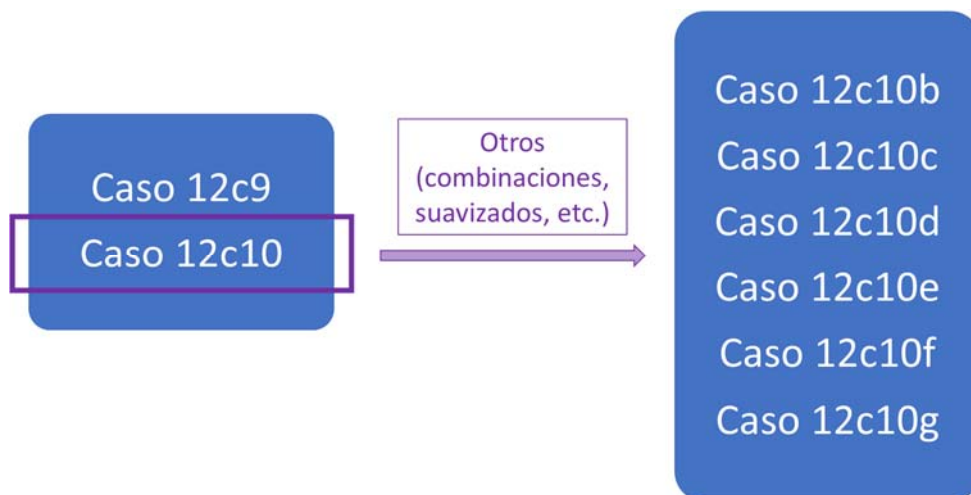


Figura 4.14. Última etapa: perfeccionamiento del diseño mediante combinación de pequeñas modificaciones

4.2.3. Optimización del brazo y análisis de los diseños propuestos

A continuación se describirán la secuencia de modificaciones efectuadas para la optimización del brazo y se resumirán los resultados conseguidos. Cada uno de los diseños modificados fue numerada y codificada atendiendo al tipo de modificación de entre las descritas en la sección anterior.

En este proceso de rediseño y análisis se estudiaron todos los parámetros descritos en la sección 4.2.1. Sin embargo, se analizan en detalle dos de ellos: la *máxima tensión de von Mises* (σ), por estar directamente relacionada con la resistencia de la pieza y ser comparada con el límite elástico del material para comprobar su viabilidad, y el *máximo desplazamiento resultante*, indicador del comportamiento del brazo y de las posibles variaciones de longitud del mismo, las cuales afectarían a la medida del par. El resto de parámetros se observaron para comprobar que se encontraran dentro de los valores aceptables para el diseño. Todos los parámetros analizados para cada uno de los diferentes diseños se encuentran en Tabla 4.1.

En los primeros casos se tuvo principalmente en cuenta la reducción de peso frente a la variación de la máxima tensión de von Mises (σ). Al contar el diseño original (enterizo) con una gran cantidad de material en los cuatro extremos del brazo, las deformaciones que éstos sufrían eran muy bajas. En estos primeros casos, las modificaciones en el diseño no suponían grandes variaciones de las dimensiones de la pieza, siendo aún muy estable. Sin embargo, después de varias modificaciones y reducciones de material si podían producirse cambios más significativos.

Por ello, una vez conseguidas grandes reducciones de peso sin comprometer la estabilidad de la pieza, y a medida que las reducciones de material afectaban al espesor de zonas más críticas (por ejemplo, cerca del punto de contacto con el transductor) se comenzó a valorar igualmente la variación de las dimensiones del brazo, eligiendo como diseño óptimo aquel que suponía una buena reducción de la masa total pero una variación mínima de los desplazamientos.

En este estudio se perseguía analizar como afectaban al comportamiento del brazo las distintas variaciones de diseño. Para ello, se comparaban los valores de tensión, desplazamiento, etc. De los distintos casos considerados respecto al caso de partida. Sin embargo, aunque la variación de alguna de las modificaciones sea elevada respecto a la del caso original, a la hora de evaluar la viabilidad del diseño se debe decidir si los nuevos resultados son aceptables o no para el empleo del mismo en el SFP completo. Para ello, en las etapas finales de esta optimización se comparó además:

- **La tensión máxima obtenida con respecto al límite elástico del material escogido:** Si las tensiones producidas por las cargas presentes durante la operación eran inferiores al límite elástico (incluido un coeficiente de seguridad del 30 %) se consideraba apto el diseño. Como se demostrará a continuación, el Caso 1, que sirve como base para el estudio de todas las modificaciones efectuadas a continuación, tenía una tensión máxima de von Mises de $1,52 \times 10^8$ Pa. El límite elástico es de $10,5 \times 10^8$ Pa, y considerando un coeficiente de seguridad del 30 %, tenemos una tensión máxima admisible de $7,35 \times 10^8$ Pa; es decir, para alcanzar la tensión máxima admisible, la tensión de von Mises obtenida debería incrementarse un 384 %. Cualquier incremento

por debajo de estos valores ($7,35 \times 10^8$ Pa, incremento relativo del 384 %) sería considerado válido.

- **El desplazamiento máximo observado respecto de la longitud total del brazo:** La longitud del brazo es una de las componentes principales en la medida del par. Por lo tanto, variación total de la longitud del brazo durante la operación es una de las contribuciones clave para la estimación de la incertidumbre del SFP. Por ello, se estudiaba el *máximo desplazamiento resultante* para cada diseño del brazo en relación a la longitud total del brazo. Dado que se persigue que la incertidumbre final del SFP sea igual o menor a un 1 %, se consideró que *el incremento de los desplazamientos* respecto de la longitud total del brazo no debía superar el 0,5% (3,04 mm aproximadamente).

Cualquiera de las modificaciones propuestas sería aceptada siempre que se cumplieran estos dos criterios. Cabe señalar que, si bien los desplazamientos direccionales en X e Y eran indicadores más precisos de la variación de la longitud del brazo, sus valores se encontraban siempre próximos al máximo desplazamiento resultante, aunque ligeramente inferiores al mismo. Con el fin de estudiar la situación más desfavorable, se consideró el máximo desplazamiento resultante como parámetro para determinar la idoneidad de cada diseño; sus valores eran más altos que los de los desplazamientos direccionales y por lo tanto, al emplearlo para evaluar las modificaciones efectuadas se estaría considerando el resultado más desfavorable.

Los valores totales de los tres tipos de desplazamiento para cada caso pueden observarse en la Tabla 4.1. Como se puede observar en la tabla, los resultados obtenidos para algunos de los parámetros obtenidos difieren muy poco de un caso de estudio a otro. Es por ello que en algunos resultados se ha decidido incluir un mayor número de cifras significativas con el fin de apreciar las variaciones de un resultado a otro. Este criterio se ha mantenido de manera general a lo largo de toda la tesis.

Tabla 4.1. Resultados del estudio de los distintos diseños del brazo

N	Nombre Caso	Peso	Dif. Peso Caso1	Dif. Peso Caso1 (%)	Tensión máxima	Dif. Tensión Max %	Dif. Límite elástico (%)	Max Despl.	Dif. Max Despl. Caso1	Dif. Max Despl. Caso1 (%)	Variación Longitud Brazo (%)	Def. unit.
0	Caso 0	6670,63	0	0,00 %	$1,64 \times 10^8$	0,00 %	16 %	0,308 484	0	0,00 %	0,05 %	$5,0 \times 10^{-4}$
1	Caso 1	6644,62	0	0,00 %	$1,52 \times 10^8$	0,00 %	14 %	0,311 401	0	0,00 %	0,05 %	$5,2 \times 10^{-4}$
2	Caso 2	6103,76	540,86	8,14 %	$1,75 \times 10^8$	15,11 %	17 %	0,330 613	0,01921	6,17 %	0,05 %	$5,2 \times 10^{-4}$
3	Caso 3	6053,16	591,46	8,90 %	$1,82 \times 10^8$	19,99 %	17 %	0,337 752	0,02635	8,46 %	0,06 %	$5,3 \times 10^{-4}$
4	Caso 4	5241,87	1402,75	21,11 %	$1,93 \times 10^8$	26,91 %	18 %	0,384 262	0,07286	23,40 %	0,06 %	$5,2 \times 10^{-4}$
5	Caso 5	5191,27	1453,35	21,87 %	$2,06 \times 10^8$	35,49 %	20 %	0,394 896	0,0835	26,81 %	0,07 %	$5,7 \times 10^{-4}$
6	Caso 6	5140,67	1503,95	22,63 %	$2,03 \times 10^8$	33,41 %	19 %	0,4037	0,0923	29,64 %	0,07 %	$5,5 \times 10^{-4}$
7	Caso 7	5090,07	1554,55	23,40 %	$2,24 \times 10^8$	47,53 %	21 %	0,410 306	0,09891	31,76 %	0,07 %	$6,2 \times 10^{-4}$
8	Caso 8	5039,48	1605,14	24,16 %	$2,13 \times 10^8$	40,12 %	20 %	0,41374	0,10234	32,86 %	0,07 %	$5,7 \times 10^{-4}$
9	Caso 9	5090,07	1554,55	23,40 %	$1,87 \times 10^8$	23,19 %	18 %	0,410 772	0,09937	31,91 %	0,07 %	$5,5 \times 10^{-4}$
10	Caso 10	4786,48	1858,14	27,96 %	$2,22 \times 10^8$	45,96 %	21 %	0,434 328	0,12293	39,48 %	0,07 %	$6,0 \times 10^{-4}$
11	Caso 11c5	5096,85	1547,77	23,29 %	$2,04 \times 10^8$	34,43 %	19 %	0,410 442	0,09904	31,80 %	0,07 %	$5,7 \times 10^{-4}$
12	Caso 11c6	4999,04	1645,58	24,77 %	$2,25 \times 10^8$	48,04 %	21 %	0,432 355	0,12095	38,84 %	0,07 %	$6,3 \times 10^{-4}$
13	Caso 11c7	4901,23	1743,39	26,24 %	$2,28 \times 10^8$	50,10 %	22 %	0,471 166	0,15977	51,31 %	0,08 %	$6,1 \times 10^{-4}$
14	Caso 11c8	4803,42	1841,2	27,71 %	$2,30 \times 10^8$	51,41 %	22 %	0,500 666	0,18927	60,78 %	0,08 %	$6,7 \times 10^{-4}$
15	Caso 11c9	4901,23	1743,39	26,24 %	$2,11 \times 10^8$	38,90 %	20 %	0,441 898	0,1305	41,91 %	0,07 %	$5,9 \times 10^{-4}$
16	Caso 11c10	4314,36	2330,26	35,07 %	$2,53 \times 10^8$	66,44 %	24 %	0,568 853	0,25745	82,68 %	0,09 %	$6,8 \times 10^{-4}$
17	Caso 12c9	4515	2129,62	32,05 %	$2,71 \times 10^8$	78,41 %	26 %	0,513 695	0,20229	64,96 %	0,08 %	$7,6 \times 10^{-4}$
18	Caso 12c10	3928,15	2716,47	40,88 %	$3,04 \times 10^8$	100,1 %	29 %	0,640 267	0,32887	105,6 %	0,11 %	$7,8 \times 10^{-4}$
19	Caso 12c10b	3961	2683,62	40,39 %	$2,52 \times 10^8$	65,85 %	24 %	0,638 703	0,3273	105,1 %	0,11 %	$6,0 \times 10^{-4}$
20	Caso 12c10c	4122,94	2521,68	37,95 %	$1,82 \times 10^8$	20,08 %	17 %	0,540 184	0,22878	73,47 %	0,09 %	$4,5 \times 10^{-4}$
21	Caso 12c10d	4059,11	2585,51	38,91 %	$2,70 \times 10^8$	77,66 %	26 %	0,625 232	0,31383	100,8 %	0,10 %	$6,0 \times 10^{-4}$
22	Caso 12c10e	4204,59	2440,03	36,72 %	$1,81 \times 10^8$	19,48 %	17 %	0,538 307	0,22691	72,87 %	0,09 %	$4,6 \times 10^{-4}$
23	Caso 12c10f250	4108,93	2535,69	38,16 %	$2,07 \times 10^8$	36,09 %	20 %	0,562 506	0,25111	80,64 %	0,09 %	$6,3 \times 10^{-4}$
24	Caso 12c10g225	4191,97	2452,65	36,91 %	$1,97 \times 10^8$	29,55 %	19 %	0,550 066	0,23867	76,64 %	0,09 %	$5,8 \times 10^{-4}$

4.2.3.1. *Primeros diseños: Espesor de la brida y mecanizado de los brazos*

Para cada caso en el que se modificaba el aspecto o dimensiones de la pieza se renombraba la misma, siendo la pieza original la nombrada "OutFlange401". Las modificaciones posteriores cambiaron los nombres con una numeración sucesiva ("OutFlange402", etc.) o, más adelante en el proceso, añadiendo caracteres que hacían referencia al tipo de modificación que se aplicaba en cada caso (por ejemplo "OutFlange411c5"). Estas numeraciones se explican más adelante, con sus respectivos casos y variaciones.

En esta primera etapa se probaron variaciones en las zonas A y B: Espesor de la brida y Vaciados en los extremos de los brazos (Figura 4.8). Se preveía que las modificaciones en estas zonas producirían las mayores reducciones de peso por la geometría del diseño. El orden seguido se muestra en la Figura 4.10.

0. Caso 0: OutFlange401

Como se ha comentado anteriormente, el Caso 0 corresponde al diseño del brazo tal y como se ideó en la versión preliminar del sistema completo, descrito en el capítulo 2. Esta pieza contaba con las siguientes características

- Masa: 6670,63 kg
- σ : $1,64 \times 10^8$ Pa
- Desplazamiento Total: 0,308 484 mm

Aunque el objetivo de este estudio sea optimizar el brazo respecto de su diseño

Respecto a este diseño y los resultados de su estudio por simulación se compararon todos los casos posteriores.

1. Caso 1: OutFlange402

Tal y como se describió, el caso 1 es prácticamente idéntico al Caso 0. Este nuevo diseño adaptaba la forma del brazo al transductor comercial seleccionado en el capítulo 3. Este nuevo transductor cuenta con un diámetro ligeramente inferior al supuesto en los diseños preliminares del sistema.

Como ya se describió en la sección anterior, las menores dimensiones del transductor hacían posible alejarlo un poco del eje de rotación, acercándolo al perímetro del sistema, pero sin interferir con los taladros de la brida. De este modo la distancia al eje de rotación (análoga a la *longitud del brazo*) creció ligeramente y la fuerza observada por el transductor sería ligeramente inferior: Dado que la fuerza sería igual al par de entrada dividido por la longitud del brazo, a mayor longitud menor fuerza de reacción. Tener una menor fuerza de reacción resulta especialmente interesante de cara a un posible desarrollo futuro del sistema para alcanzar rangos de operación más elevados.

Al adaptar el diseño del brazo al nuevo transductor y su soporte, se observó que al ser ambos más pequeños se disponía de algo más de espacio en el interior del sistema palanca. Con el fin de favorecer la cantidad de espacio disponible, y minimizar el peso de la componente, se ajustó

la dimensión de los brazos, reduciéndola levemente (Figura 4.15). Se consideró que al ser el tamaño transductor algo menor podía ajustarse la longitud de los extremos del brazo y suavizar los redondeos de las superficies.

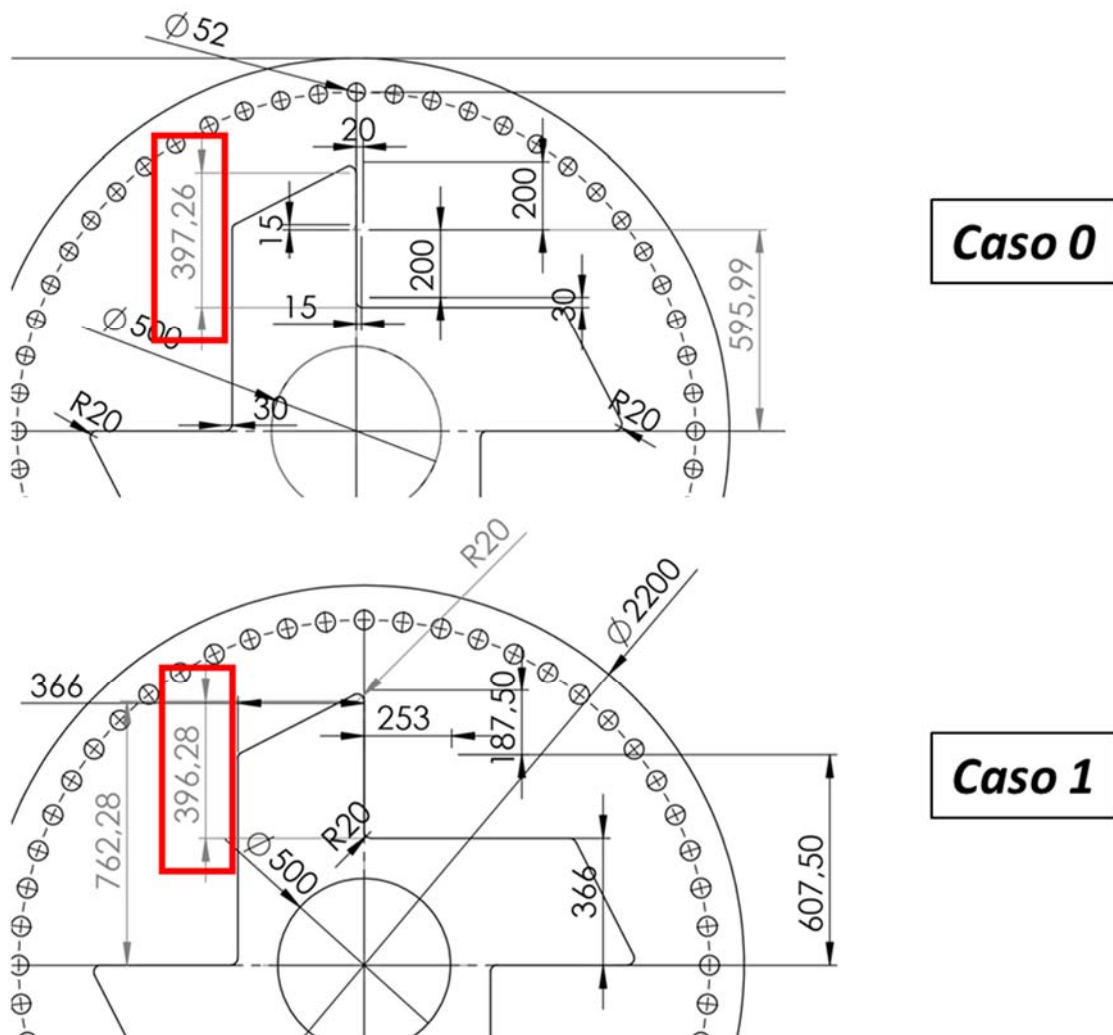


Figura 4.15. Ajuste de las dimensiones del brazo tras la selección de un nuevo transductor

A pesar de tratarse de ajustes menores, donde la forma del Caso 0 y el Caso 1 era prácticamente la misma, se produjo una ligera reducción del peso de este brazo adaptado al transductor:

- Masa: 6644,63 kg (26,01 kg menos que el Caso 0)
- σ : $1,52 \times 10^8$ Pa (tensión un 7,7 % menor que el Caso 0)
- Desplazamiento Total: 0,311 404 mm (0,003 mm más que el Caso 0)

Dado que el Caso 0 y el Caso 1 son muy similares entre sí y que no se han aplicado modificaciones adicionales al Caso 1 para conseguir grandes reducciones de material, se pasó a considerar el Caso 1 como el caso original. Todas las modificaciones efectuadas desde este momento se estudiaron como nuevos casos y sus resultados se compararon respecto a los del Caso 1.

2. Caso 2: OutFlange403

Reducción espesor brida – de 150 mm a 130 mm

Se llevó a cabo una reducción del espesor total de la brida de 20 mm, por lo que la brida pasa de tener un ancho de 150 mm a 130 mm (Figura 4.10). Los resultados obtenidos son los siguientes:

- Masa: 6103,76 kg (540,86 kg menos que el Caso 1)
- σ : $1,75 \times 10^8$ Pa (tensión un 15,11 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,330 613 mm (0,019 mm más que el Caso 1)

El incremento de la tensión interna y del desplazamiento son mínimos, mientras que la reducción de peso fue considerable (un 8,14 %).

Se decidió probar a continuación otras modificaciones, pero dado que no se habían producido grandes tensiones ni desplazamientos se consideró posible reducir aún más el espesor de la brida en posteriores diseños de ser necesario.

3. Caso 3: Outflange404

Vaciado brazo – 50 mm profundidad

Se probó en este caso a efectuar vaciados en los brazos con una profundidad de 50 mm. La forma de los vaciados era semejante a la de los propios extremos, manteniendo una distancia al perímetro de los extremos de 120 mm (Figura 4.16, izquierda). De este modo se aseguraba que las paredes del vaciado tenían un espesor suficiente para evitar la deformación de las mismas al entrar en contacto con los transductores.

- Masa: 6053,16 kg (591,46 kg menos que el Caso 1)
- σ : $1,82 \times 10^8$ Pa (tensión un 20 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,337 752 mm (0,026 mm más que el Caso 1)

Aunque la tensión y desplazamiento máximos no se incrementaron mucho, por lo que se mantenía la buen estabilidad de la pieza, la bajada de peso conseguida, respecto de la conseguida al reducir el espesor de la brida fue poco significativa (reducidos unos 50 kg adicionales respecto al Caso 2). Se concluyo por tanto que para obtener impacto positivo en la reducción del peso los vaciados en los brazos debían tener una mayor profundidad

Por ello se decidió volver a reducir el espesor de la brida, dados los buenos resultados del caso 2.

4. Caso 4: Outflange405

Reducción espesor brida – de 130 mm a 100 mm

Se vuelve a efectuar una reducción del espesor total de la brida, dejándola en 100 mm (reducción de 30 mm, Figura 4.10).

- Masa: 5241,87 kg (1402,75 kg menos que el Caso 1)

- σ : $1,93 \times 10^8$ Pa (*tensión un 26,91 % mayor que el Caso 1*)
- Desp. Total: 0,384 262 mm (*0,073 mm más que el Caso 1*)

De nuevo, la reducción conseguida es mucho mayor que con el vaciado en los extremos del brazo, obteniendo una bajada de peso respecto de dicho caso de aproximadamente 811 kg.

En esta ocasión se ha incrementado ligeramente la tensión y desplazamiento máximos, aunque los valores siguen estando muy lejos de ser críticos, por lo que esta modificación se considera válida. Sin embargo, se decidió no reducir más el espesor de la brida para no comprometer la fijación al resto de la cadena de transmisión del banco de ensayos.

4.2.3.2. *Vaciados en las caras internas (no funcionales) de los brazos*

Tras la última reducción de espesor de la brida se decidió no repetir dicha modificación, dado que se pretendía tener un espesor suficiente para asegurar la correcta fijación de la brida del brazo al resto de elementos del banco de ensayos.

Al no ser posible variar nuevamente el espesor de la brida, se hicieron sucesivas variaciones del diseño del Caso 4, en las que se modificaba el espesor de los vaciados en las caras internas del brazo (Figura 4.11). Dichas caras no juegan un papel en el contacto con los transductores por lo que no tienen un carácter funcional. Sin embargo, la reducción de demasiado material podría provocar deformaciones de los brazos, afectando a las dimensiones de este. Se estudiaron las posibles profundidades de mecanizado y la respuesta de la pieza en cuanto a la variación de peso, tensión de von Mises y desplazamientos resultantes.

5. Caso 5: Outflange406

Vaciado brazo – 100 mm profundidad

Se repite la modificación del caso 3, efectuando vaciados en la cara interna de los extremos de los brazos. En esta ocasión se alcanzó una profundidad de 100 mm, 50 mm más que en el Caso 3. Los resultados fueron similares a los de dicho caso:

- Masa: 5191,27 kg (*1453,35 kg menos que el Caso 1*)
- σ : $2,06 \times 10^8$ Pa (*tensión un 35,49 % mayor que el Caso 1*)
- Desp. Total: 0,394 896 mm (*0,083 mm más que el Caso 1*)

De nuevo, la reducción no es muy significativa respecto de las conseguidas con las reducciones de espesor de la brida, habiendo rebajado el peso únicamente 50,6 kg respecto del caso anterior.

De esta manera, quedó claro que la reducción de material en esta zona y de este tamaño no suponen una gran mejora de la masa del brazo. Por ello, se procedió a considerar otras alternativas (de entre las descritas en la sección 4.2.2): mayores profundidades, vaciados simétricos en la cara externa de la brida, mayor contorno de los vaciados, vaciados en zonas sin contacto de la cara interna de la brida.

6. Caso 6: Outflange407

Vaciado brazo – 150 mm profundidad

Se incrementó otros 50 mm la profundidad de vaciado.

- Masa: 5140,67 kg (1503,95 kg menos que el Caso 1)
- σ : $2,03 \times 10^8$ Pa (tensión un 33,41 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,4037 mm (0,092 mm más que el Caso 1)

Los resultados son semejantes a los obtenidos en los casos 3 y 5, con una reducción de peso aproximada de 50 kg. Se continúa incrementando la profundidad.

7. Caso 7: Outflange408

Vaciado brazo – 200 mm profundidad

Se incrementó otros 50 mm la profundidad de vaciado.

- Masa: 5090,07 kg (1554,55 kg menos que el Caso 1)
- σ : $2,24 \times 10^8$ Pa (tensión un 47,53 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,4103 mm (0,099 mm más que el Caso 1)

Los resultados muestran de nuevo que, con el agujero mecanizado, por cada 50 mm de profundidad se reducen aproximadamente 50 kg de masa.

8. Caso 8: Outflange409

Vaciado brazo – 250 mm profundidad

Se incrementó otros 50 mm la profundidad de vaciado.

- Masa: 5039,48 kg (1605,14 kg menos que el Caso 1)
- σ : $2,13 \times 10^8$ Pa (tensión un 40,12 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,4137 mm (0,102 mm más que el Caso 1)

Se observa una reducción de material similar a la de las iteraciones anteriores; sin embargo, la tensión comienza a crecer más cada vez (aunque los valores aún están muy lejos de la tensión máxima admisible, de $7,35 \times 10^8$).

4.2.3.3. *Vaciados simétricos en los brazos*

La profundidad de mecanizado de 250 mm se consideró como profundidad límite, al menos si solo se mecaniza por una de las caras. Una profundidad mayor requeriría de brocas o mecanizado especial, encareciendo el proceso productivo. Por ello, se decidió pasar a la modificación de vaciados simétricos, la cual debería permitir incrementar la cantidad de material reducido, pero mejorando la tensión de von Mises, gracias a la simetría del mecanizado.

9. Caso 9: Outflange410

Vaciado simétrico del brazo – 100 mm profundidad (100+100=200 mm total)

Se comenzó directamente por reducir una profundidad de 100 mm como primera paso, dado que una reducción de 50 mm por cada lado habría sido poco significativa.

- Masa: 5090,07 kg (1554,55 kg menos que el Caso 1)
- σ : $1,87 \times 10^8$ Pa (tensión un 47,53 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,4108 mm (0,099 mm más que el Caso 1)

La reducción de peso es igual a la del Caso 7, donde se vaciaban 200 mm en total pero mecanizados en una única cara del brazo. Al vaciar 100 mm en cada cara, manteniendo una cierta simetría, se consigue una mejor estabilidad de la pieza. Es por ello que la tensión máxima se ha reducido respecto a la del caso 7.

A continuación se efectuaran nuevos vaciados simétricos con la máxima profundidad posible (250 mm).

10. Caso 10: Outflange410v250

Vaciado simétrico del brazo – 250 mm profundidad (250+250=500 mm total)

Al reducir el máximo considerado en el Caso 8, se vaciaron 250 mm en cada cara, siendo el vaciado total de 500 mm. Al ser el ancho total de la pieza precisamente de 500 mm esto resultó ser equivalente mecanizar agujeros pasantes.

La pieza se nombró igual que en el caso anterior, pues el diseño era el mismo (vaciado simétrico) y solo varió la profundidad. Para distinguir ambos estudios se denominó a la pieza con vaciados de 250 mm de profundidad como “OutFlange410v250”

- Masa: 4786,48 kg (1858,14 kg menos que el Caso 1)
- σ : $2,22 \times 10^8$ Pa (tensión un 45,96 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,4343 mm (0,123 mm más que el Caso 1)

Con este vaciado simétrico – pasante – se ha conseguido una significativa reducción de material, mientras que la estabilidad del sistema no supera las tensiones obtenidas con los mecanizados de los casos precedentes, únicamente la cara más interna.

Una vez efectuada esta modificación es imposible continuar con vaciados con este diseño, puesto que se ha alzado la máxima variación. Se procedió por ello a una nueva modificación: Repetir los vaciados anteriores variando el diseño, incrementando las dimensiones del contorno

4.2.3.4. Mayor contorno de vaciado

Para poder conseguir una mayor reducción de la masa del brazo se decidió aumentar las dimensiones del contorno de los vaciados. Los agujeros conservan la misma relación de aspecto, si bien la distancia entre las caras del agujero y el perímetro de los extremos pasó de 120 mm a 80 mm (Figura 4.16).

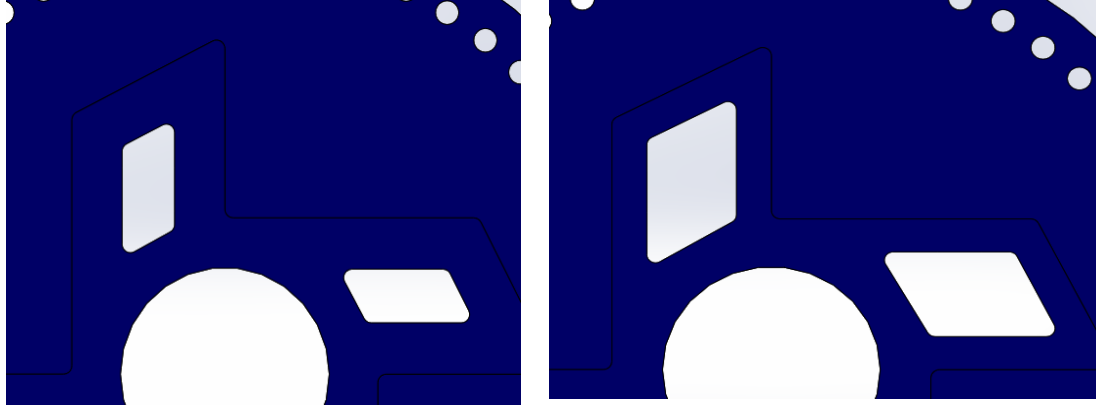


Figura 4.16. Contorno de los vaciados de los brazos empleado originalmente y nuevo contorno de mayores dimensiones

Las piezas con este nuevo contorno pasaron a denominarse “OutFlange411”. Se probaron las mismas profundidades (en la cara interna y simétricas) de los casos 5 a 10 (Figura 4.12). Para distinguir cada estudio se añadió al nombre de la pieza el número de caso (“OutFlange411c5”, “OutFlange411c6”, etc.). También los casos pasaron a incluir el número de caso de condiciones semejantes (“Caso 11c5”, “Caso 11c6”, etc.).

11. Caso 11c5: Outflange411c5

Contorno mayor - Vaciado brazo – 100 mm

La operación de vaciado es igual a la del caso 5 (profundidad 100 mm), pero con el nuevo contorno de mayores dimensiones.

- Masa: 5096,85 kg (1547,77 kg menos que el Caso 1)
- σ : $2,04 \times 10^8$ Pa (tensión un 34,43 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,4104 mm (0,099 mm más que el Caso 1)

Se observa que, a pesar de contar con un mayor contorno, estos nuevos agujeros no afectan mucho a la tensión máxima de von Mises, siendo esta similar a la obtenida para el vaciado equivalente, con un contorno menor, del caso 5 ($2,06 \times 10^8$ Pa frente a $2,04 \times 10^8$ Pa). Si se observa un ligero incremento del máximo desplazamiento, aunque dicho aumento no es alarmante (0,03 mm más que en el caso 5 con un vaciado de menor contorno)

12. Caso 11c6: Outflange411c6

Contorno mayor - Vaciado brazo – 150 mm

La operación de vaciado es igual a la del caso 6 (profundidad 150 mm), pero con el nuevo contorno de mayores dimensiones.

- Masa: 4999,04 kg (1645,58 kg menos que el Caso 1)

- σ : $2,25 \times 10^8$ Pa (*tensión un 48,04 % mayor que el Caso 1*)
- Desp. Total: 0,4324 mm (*0,12 mm más que el Caso 1*)

Se observa un ligero aumento de la máxima tensión de von Mises y el desplazamiento máximos; sin embargo, ambos mantienen valores muy por debajo de los límites admisibles. Además esta modificación respecto de la equivalente con menor contorno del caso 6 supone una reducción de la masa de 142 kg aproximadamente, lo que supone una buena optimización del diseño del brazo.

13. Caso 11c7: Outflange411c7

Contorno mayor - Vaciado brazo – 200 mm

La operación de vaciado es igual a la del caso 7 (profundidad 200 mm), pero con el nuevo contorno de mayores dimensiones.

- Masa: 4901,23 kg (*1743,39 kg menos que el Caso 1*)
- σ : $2,28 \times 10^8$ Pa (*tensión un 50,1 % mayor que el Caso 1*)
- Desp. Total: 0,4712 mm (*0,16 mm más que el Caso 1*)

Con este incremento de la profundidad se vuelve a aumentar ligeramente la tensión y el desplazamiento, aunque no de forma alarmante. Respecto a la profundidad del caso anterior se ha conseguido una buena reducción de la masa total (aproximadamente 100 kg menos)

14. Caso 11c8: Outflange411c8

Contorno mayor - Vaciado brazo – 250 mm

La operación de vaciado es igual a la del caso 8 (profundidad 250 mm), pero con el nuevo contorno de mayores dimensiones.

- Masa: 4803,42 kg (*1841,2 kg menos que el Caso 1*)
- σ : $2,3 \times 10^8$ Pa (*tensión un 51,41 % mayor que el Caso 1*)
- Desp. Total: 0,5007 mm (*0,19 mm más que el Caso 1*)

Se alcanza en este paso la máxima profundidad admitida para el mecanizado desde una única cara. Se observa un nuevo incremento de los parámetros, concretamente del desplazamiento máximo, aunque de nuevo se han reducido aproximadamente unos 100 kg.

Como ya se hizo en los casos con un menor contorno, en adelante se procedió a efectuar vaciados simétricos, los cuales ayudarán a mejorar la tensión y desplazamientos máximos gracias a la estabilidad mejorada que aporta la simetría de los nuevos diseños.

15. Caso 11c9: Outflange411c9

Contorno mayor - Vaciado simétrico del brazo – 100 mm profundidad (100+100=200 mm total)

La operación de vaciado es igual a la del caso 9 (vaciados simétricos de profundidad 100 mm), pero con el nuevo contorno de mayores dimensiones.

- Masa: 4901,23 kg (*1743,39 kg menos que el Caso 1*)

- σ : $2,11 \times 10^8$ Pa (tensión un 38,9 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,4419 mm (0,13 mm más que el Caso 1)

En cuanto a la reducción de masa, este caso obtiene un resultado igual al del caso 11c7, puesto en ambos casos se han efectuado vaciados con una profundidad total de 200 mm. Sin embargo, la tensión máxima de von Mises y el máximo desplazamiento han podido reducirse gracias a la estabilidad interna proporcionada por la simetría del diseño.

16. Caso 11c10: Outflange411c10

Contorno mayor - Vaciado simétrico del brazo – 250 mm profundidad (250+250=500 mm total)

La operación de vaciado es igual a la del caso 10 (vaciados simétricos de profundidad 250 mm), pero con el nuevo contorno de mayores dimensiones.

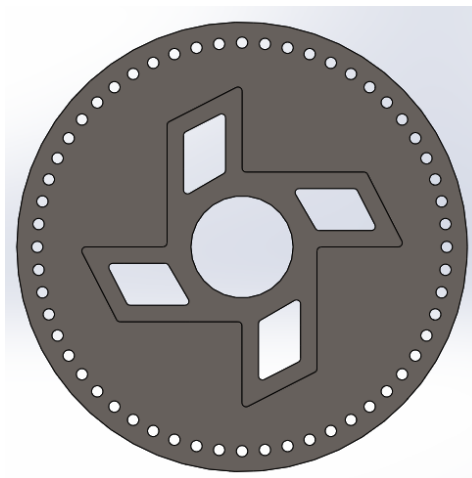


Figura 4.17. Vaciosos simétricos de 250 mm, equivalentes a un agujero pasante por todo el espesor

- Masa: 4314,6 kg (2330,26 kg menos que el Caso 1)
- σ : $2,53 \times 10^8$ Pa (tensión un 66,44 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,5688 mm (0,26 mm más que el Caso 1)

De nuevo, al igual que en el caso 10, esta es la máxima profundidad que se puede alcanzar, siendo equivalente a un taladro pasante (Figura 4.17). Se puede observar que, si bien los casos anteriores mantenían valores de tensión y desplazamiento bajos, en este caso al producirse un vaciado completo éstos valores crecen ligeramente. Sin embargo, la tensión máxima está aún lejos de la máxima tensión admisible (límite elástico con un coeficiente de seguridad del 30 %, $7,35 \times 10^8$) y el máximo desplazamiento (de 0,5688 mm) solo representa una variación relativa del 0,09 % respecto de la longitud del brazo (607,50 mm).

Por todo esto, las últimas modificaciones se consideran válidas, manteniendo como óptimo diseño el del Caso 11c10. Sin embargo, se consideran nuevas modificaciones que harían posible seguir reduciendo la masa total del brazo.

4.2.3.5. *Vaciados en las zonas sin contacto de la brida*

Una vez agotada la posibilidad de efectuar vaciados mayores en los extremos de los brazos, se decidió reducir peso en otras zonas de la pieza. Concretamente, en las cara interna de las zonas sin contacto de la brida (zona D, Figura 4.8). Estas zonas no tenían ninguna función concreta, salvo la de emplear el espacio disponible para alojar los equipos y la instrumentación necesarios para la adquisición de datos de los transductores.

Por este motivo, se decidió diseñar agujeros pasantes a través de los 100 mm de espesor de la brida. El diseño de los agujeros se muestra en la Figura 4.18. Esta nueva modificación pasó a nombrarse como “OutFlange412”.

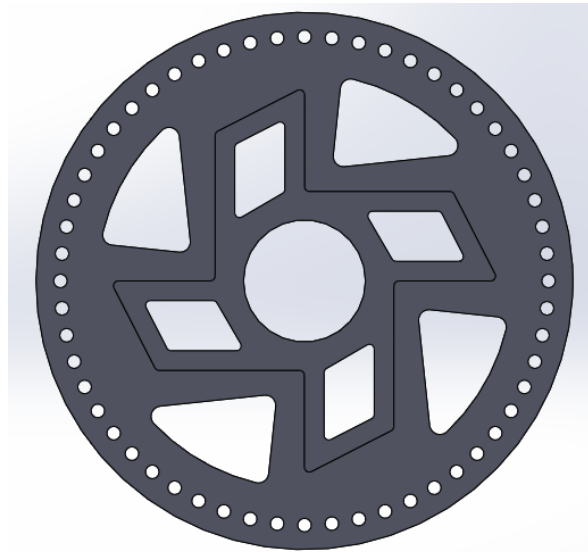


Figura 4.18. *Vaciados en las zonas no críticas de la brida*

El diseño pretendía evitar la acumulación de tensiones en los puntos más críticos. Este diseño se añadió a dos de los casos anteriores (Figura 4.13): el Caso 11c9 (pasando a denominarse Caso 12c9) y el Caso 11c10 (pasando a denominarse Caso 12c10). Estos dos casos eran aquellos en los que los vaciados se habían hecho de forma simétrica, alcanzando la mayor reducción de masa hasta el momento. Aunque en el caso 11c10 la reducción de peso había sido mayor, las tensiones internas habían aumentado ligeramente, dado que en este caso los agujeros simétricos de 250 mm equivalían a un taladro pasante, sin material en el centro de los mismos. Se decidió estudiar ambos casos para evaluar la posible aparición de nuevas tensiones debidas a la combinación de los vaciados en los extremos ya efectuados y los nuevos vaciados en la brida. Los nuevos diseños se nombraron aludiendo a los casos previos de vaciados simétricos (“OutFlange412c9” y “OutFlange412c10”).

17. Caso 12c9: Outflange412c9

Vaciados brida y Vaciados simétricos brazo de 100 mm (200 mm total)

La operación de vaciado de los brazos es igual a la del caso 11c9 (vaciados simétricos de profundidad 100 mm). Además se incluye el vaciado en las zonas no funcionales de la brida según el diseño de la Figura 4.18.

- Masa: 4515 kg (2129,62 kg menos que el Caso 1)

- σ : $2,71 \times 10^8$ Pa (*tensión un 78,41 % mayor que el Caso 1*)
- Desp. Total: 0,5137 mm (*0,202 mm más que el Caso 1*)

La reducción de peso respecto al caso 11c9 fue de 386,23 kg. A consecuencia de esta reducción hubo un incremento de los valores de tensión y desplazamiento, que sin embargo siguen siendo menores que los máximos admisibles.

18. Caso 12c10: Outflange412c10

Vaciados brida y Vaciados simétricos brazo de 250 mm (pasante)

La operación de vaciado de los brazos es igual a la del caso 11c10 (vaciados simétricos de profundidad 250 mm = taladro pasante). Además se incluye el vaciado en las zonas no funcionales de la brida según el diseño de la Figura 4.18.

- Masa: 3928,15 kg (*2716,47 kg menos que el Caso 1*)
- σ : $3,037 \times 10^8$ Pa (*tensión un 100,06 % mayor que el Caso 1*)
- Desp. Total: 0,6403 mm (*0,33 mm más que el Caso 1*)

El peso alcanzado en este diseño supone una reducción del 41 % respecto del peso original, lo cual supuso una muy buena optimización del brazo de cara a minimizar el efecto de las influencias externas del banco de ensayos.

Sin embargo, en esta ocasión la tensión de von Mises y el desplazamiento han alcanzado valores más elevados, mayores que los de todos los diseños anteriores. Si bien estos valores podrían considerarse válidos dado que son muy inferiores a los límites definidos como máximos valores admisibles ($7,35 \times 10^8$ Pa y 3,04 mm respectivamente) este diseño podría aceptarse directamente. Sin embargo, se decidió efectuar una serie de variaciones finales cuyo objetivo es perfeccionar la estabilidad del brazo, minimizando las acumulaciones de tensiones allí donde ocurran.

4.2.3.6. Perfeccionamiento del diseño: minimización de tensiones internas

Se observaron en detalle las distribuciones de tensiones en la última versión del brazo, el Caso 12c10, las cuales se pueden observar en la Figura 4.19.

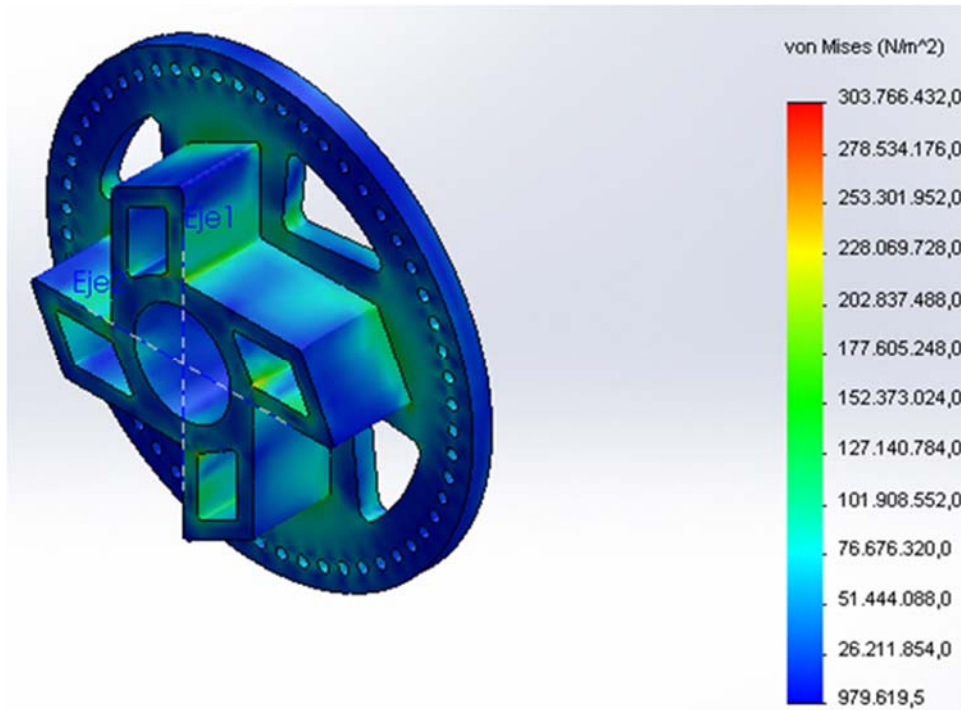


Figura 4.19. Distribución de las tensiones de von Mises para el Caso 12c10

Se observó que las máximas tensiones aparecían cerca de las aristas y vértices redondeados de ambos tipos de agujero: vaciados en los extremos de los brazos y vaciados en la brida. Además, en la cara plana de la brida se observan acumulaciones de tensiones allí donde el agujero está próximo a cambios de espesor de la pieza (cercano a los brazos). Para evitar estos problemas se llevaron a cabo varias modificaciones del diseño, cuyo objetivo era minimizar las acumulaciones de tensiones en distintos puntos.

En función de dichas concentraciones de tensiones, se fueron modificando la forma y dimensiones de los dos tipos de vaciado: suavizando redondeos, reduciendo dimensiones, etc. También se estudió la variación del desplazamiento y se probaron nuevas modificaciones del diseño para reducir el máximo desplazamiento resultante.

El punto de partida era el diseño alcanzado en el Caso 12c10. Cada variación de diseño fue nombrada con letras correlativas que se añadían al nombre del caso ("Caso 12c10**b**", "Caso 12c10**c**", etc.) y de la pieza ("OutFlange412c10**b**", "OutFlange412c10**c**", etc.)

I. Reducción de la concentración de tensiones: Reducción vaciados y suavizado de redondeos

En primer lugar se efectuaron modificaciones en los vaciados tanto de la brida como de los brazos para reducir la concentración de tensiones en esquinas y zonas adyacentes.

19. Caso 12c10b: Outflange412c10b

Vaciado brida: Contorno reducido; Unión extremos del brazo: redondeo suavizado

En el Caso 12c10 se había observado que las tensiones tendían a acumularse en esquinas y redondeos. Concretamente, en la unión entre los extremos de los brazos y en la esquina interior del vaciado del brazo situada cerca de la unión entre los brazos. Además se observan tensiones medias en la cara interna de la brida, en la zona entre la unión entre extremos y la esquina del vaciado de la brida.

Para reducir estas concentraciones de tensión se decidió hacer el agujero en la brida más pequeño, procurando así reducir las tensiones mencionadas. Por otro lado, también se suavizó el redondeo de la esquina de dicho agujero más próxima a los brazos (Figura 4.20).

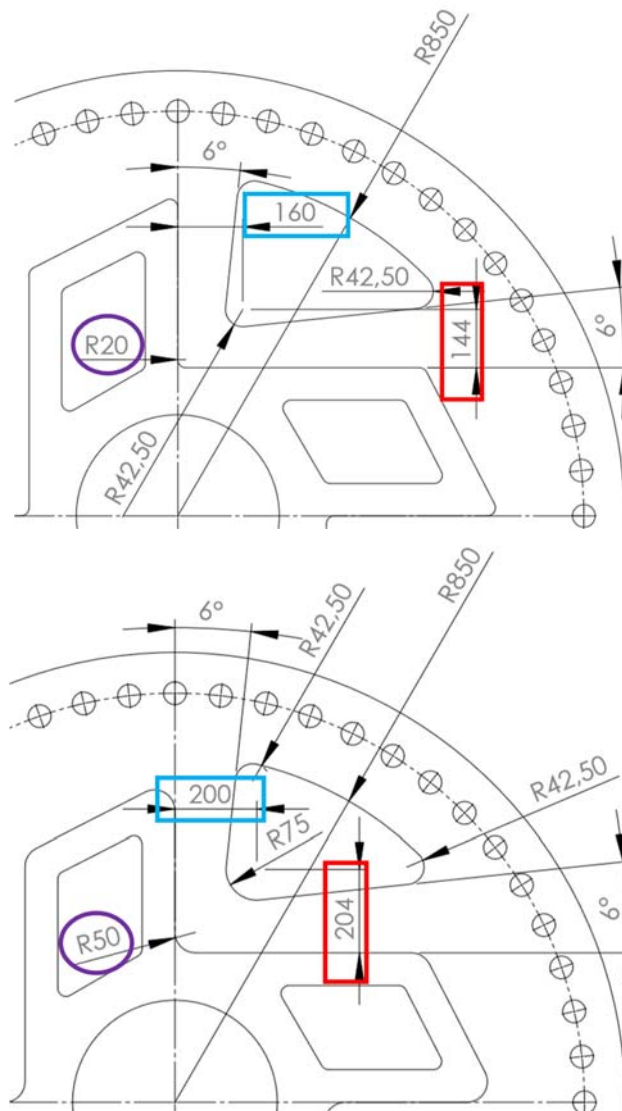


Figura 4.20, Modificaciones en el caso 12c10b

- Masa: 3961,3 kg (2683,62 kg menos que el Caso 1)
- σ : $2,52 \times 10^8$ Pa (tensión un 65,85 % mayor que el Caso 1)

- Desp. Total: 0,6387 mm (0,327 mm más que el Caso 1)

Estas nuevas modificaciones del diseño consiguieron mantener un peso muy bajo (solo 33 kg más que el caso anterior, caso 12c10) pero redujeron notablemente la tensión máxima de von Mises (pasó de suponer un incremento del 100 % respecto al caso 1 a un 65,85 %). También bajó la deformación unitaria respecto de la obtenida en casi todos los casos desde el caso 6 (datos concretos de parámetros como la deformación unitaria o los desplazamientos direccionales se pueden encontrar en la Tabla 4.1). Por el contrario, el desplazamiento total mantuvo valores muy similares a los del caso anterior.

Se decidió efectuar nuevas variaciones para intentar reducir aún más la tensión máxima y tratar de disminuir el desplazamiento resultante. Para ello, y persiguiendo minimizar la variación de longitud en el brazo, se decidió actuar sobre los vaciados en los brazos, haciendo la zona más rígida y resistente.

20. Caso 12c10c: Outflange412c10c

Vaciado brida: Igual a 12c10b; Vaciados brazos: reducido el contorno y redondeos suavizados

Esta nueva modificación incluye las mejoras efectuadas en el caso 12c10b y añade nuevas mejoras en la zona de los vaciados en los extremos de los brazos (Figura 4.21).

En el Caso 10 las paredes de los extremos del brazo tenían un espesor de 120 mm. En el caso 11 y posteriores este espesor se redujo a 80 mm. Se decidió incrementar ligeramente este espesor para mejorar la estabilidad de los brazos, buscando así reducir los desplazamientos y tensiones en la pieza, pasando a ser de 90 mm.

Además se suavizaron los redondeos en las esquinas de los vaciados, dado que en el estudio de la tensión de von Mises del caso 12 se habían apreciado concentraciones de tensiones en esos puntos. El radio de dichos redondeos se incrementó de 20 mm a 40 mm.

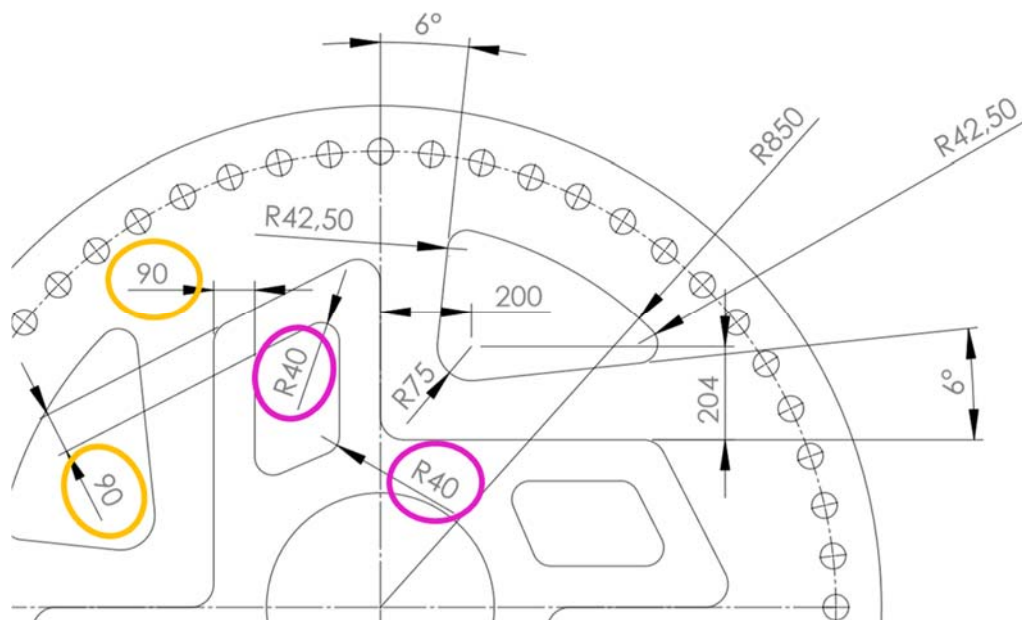


Figura 4.21 Modificaciones del caso 12c10c

- Masa: 4122,94 kg (2521,68 kg menos que el Caso 1)
- σ : $1,82 \times 10^8$ Pa (tensión un 37,95 % mayor que el Caso 1)

- Despl. Total: 0,5402 mm (0,229 mm más que el Caso 1)

Efectivamente, se consiguió una mejora de las tensiones internas, alcanzando valores similares a los de los primeros casos. Sin embargo, la masa es más elevada que en los casos anteriores (aumento de 200 kg aproximadamente respecto al caso 12c10). En el estudio de tensiones se observó que la tensión se ve menos centralizada en las zonas modificadas, y las zonas de tensiones medias y altas se reparten más homogéneamente por la pieza. Siguen existiendo puntos de concentraciones de tensiones, pero su valor máximo ($1,82 \times 10^8$ Pa) es de los más bajos entre todos los casos estudiados, y está muy lejos del límite de seguridad establecido ($7,35 \times 10^8$ Pa), por lo que se considera que la modificación efectuada es válida y mejora la situación del caso 12c10.

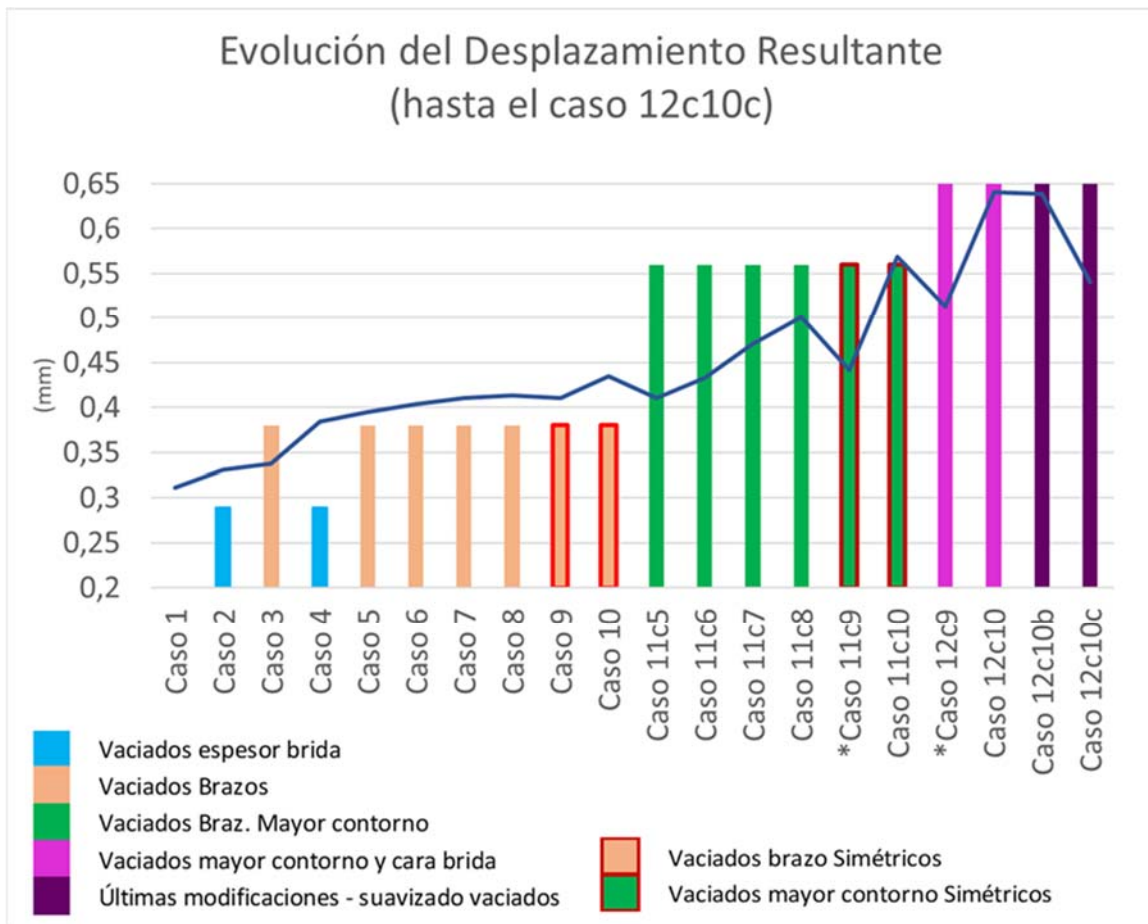


Figura 4.22. Estudio del desplazamiento para los casos planteados hasta ese momento (*Casos con vaciados no pasantes, nervios en la zona central: Caso 11c9 y 12c9)

A pesar de la gran bajada de la tensión, el desplazamiento máximo disminuye de manera menos acusada (0,54 mm frente a 0,64 del caso 12c10). En la Figura 4.22 se muestran la evolución del desplazamiento en cada caso hasta el actual; la curva muestra el desplazamiento máximo resultante y las barras de colores los distintos tipos de variación que se aplicaron en cada caso.

En esta gráfica se observa que el desplazamiento sufrió un incremento acusado debido al vaciado de los brazos que se aumentaba de manera constante al crecer las profundidades de vaciado (casos 5 a 10). A partir del caso 11c5 se aumentó el contorno de los vaciados y de nuevo creció paulatinamente el desplazamiento conforme aumentaban las profundidades de los agujeros (casos 11c5 a 11c10). A partir del caso 12 se introdujeron los vaciados en la brida, que

de nuevo hicieron subir los valores de los desplazamientos. Con las nuevas modificaciones de los casos 12c10b y 12c10c se ha conseguido interrumpir la tendencia creciente del desplazamiento resultante.

Se observó entonces que en dos ocasiones no se había seguido esta tendencia creciente: los casos 11c9 y 12c9. Estos casos fueron aquellos con grandes profundidades de vaciado simétrico de los brazos (200 mm + 200 mm = 400 mm). Es decir, casos en los que se contaba con un cierto espesor de material en la zona media de la pieza (Caso 11c9 y Caso 12c9, en verde en la Figura 4.22). Esta especie de nervio, de 100 mm de espesor conseguía dar estabilidad a la pieza, reduciendo el desplazamiento máximo resultante de la misma.

Se decidió por lo tanto hacer nuevos casos, con las mismas condiciones de los casos 12c10b y 12c10c incluyendo un nervio en los vaciados de los brazos.

II. Nervios en la zona central de la pieza

Manteniendo las modificaciones propuestas en los casos 12c10b y 12c10c, cuyas reducciones de peso y tensiones habían resultado muy favorables, se procedió a modificar los vaciados en los brazos, manteniendo un nervio en la zona central de la pieza (tal y como ocurría en los casos 11c9 y 12c9). El objetivo de esta modificación era intentar disminuir el desplazamiento máximo resultante.

En los casos 11c9 y 12c9 los nervios tenían un espesor de 100 mm; un nervio de tal espesor ayudaría a reducir los desplazamientos resultantes, pero también incrementaría demasiado la masa de la pieza, echando por tierra las reducciones conseguidas hasta la fecha. Por ello, se decidió que el nervio tuviera un espesor menor, de 50 mm. Por lo tanto, los vaciados simétricos efectuados en los extremos de los brazos fueron de una profundidad de 225 mm, arrancando un total de 450 mm de material.

A estas nuevas versiones, una con las dimensiones del diseño 12c10b y otra con las del diseño 12c10c, se las denominó 12c10d y 12c10e respectivamente.

21. Caso 12c10d: Outflange412c10d

Diseño de los vaciados: Igual a 12c10b; Nervio central de 50 mm en los extremos de los brazos

Se mantuvieron las dimensiones y características del caso 12c10b. Con el fin de disminuir el desplazamiento resultante, se efectuaron en los extremos de los brazos mecanizados simétricos de 225 mm en lugar de un agujero pasante.

- Masa: 4059,11 kg (2585,51 kg menos que el Caso 1)
- σ : $2,70 \times 10^8$ Pa (tensión un 77,66 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,6252 mm (0,314 mm más que el Caso 1)

Se produce una subida con respecto al caso 12c10b de aproximadamente 100 kg. También se incrementa ligeramente la tensión de von Mises. Se consigue una reducción del desplazamiento, pero no muy elevada.

22. Caso 12c10e: Outflange412c10e

Diseño de los vaciados: Igual a 12c10c; Nervio central de 50 mm en los extremos de los brazos

Se mantuvieron las dimensiones y características del caso 12c10c, el cual incluía las modificaciones del caso 12c10b y modificaciones de los vaciados en el extremo de los brazos.

Al igual que en el caso anterior se efectuaron en los extremos de los brazos mecanizados simétricos de 225 mm , dejando un nervio central de 50 mm.

- Masa: 4204,59 kg (2440,03 kg menos que el Caso 1)
- σ : $1,81 \times 10^8$ Pa (tensión un 19,48 % mayor que el Caso 1)
- Desp. Total: 0,5383 mm (0,226 mm más que el Caso 1)

Se produce una subida de peso tanto respecto del caso 12c10c (80 kg aproximadamente) como con respecto al caso 12c10b (de 240 kg aproximadamente). Este último era hasta el momento el caso con la mejor reducción de peso y valores de tensión aceptables. Esta nueva modificación, si bien incrementó el peso, consiguió una acusada disminución de la tensión máxima de von Mises (con tan solo un incremento del 19,48 % respecto del caso inicial) y consigue reducir el desplazamiento resultante respecto del caso 12c10b.

Este caso era muy prometedor, pero implicaba una subida algo elevada del peso total de la pieza. Por ello se decidió proceder a unas últimas modificaciones de las dimensiones de los vaciados que intentaran alcanzar un mejor compromiso entre la disminución de masa y las tensiones y desplazamientos producidos.

III. Ajuste de los vaciados: Compromiso Masa/Tensión/Desplazamientos

Hasta ahora los casos más prometedores eran el 12c10b (en cuanto a reducción de masa) y el 12c10e (en cuanto a reducción de tensiones y de desplazamientos). Este último, el 12c10e incluía las modificaciones de 12c10b además de las modificaciones introducidas en el caso 12c10c de los agujeros en los extremos de los brazos (de menor tamaño) y el nervio central.

Con el fin de alcanzar un mejor equilibrio entre los beneficios de ambos casos, se decidió modificar por última vez el diseño de los vaciados del extremo del brazo, con variaciones intermedias entre los casos 12c10b y 12c10c. En este caso, se eligió modificar el redondeo de los vaciados de los brazos (de 20 mm de radio en el caso 12c10b y de 40 mm en el caso 12c10c), pasando a tener un radio de 30 mm (Figura 4.23).

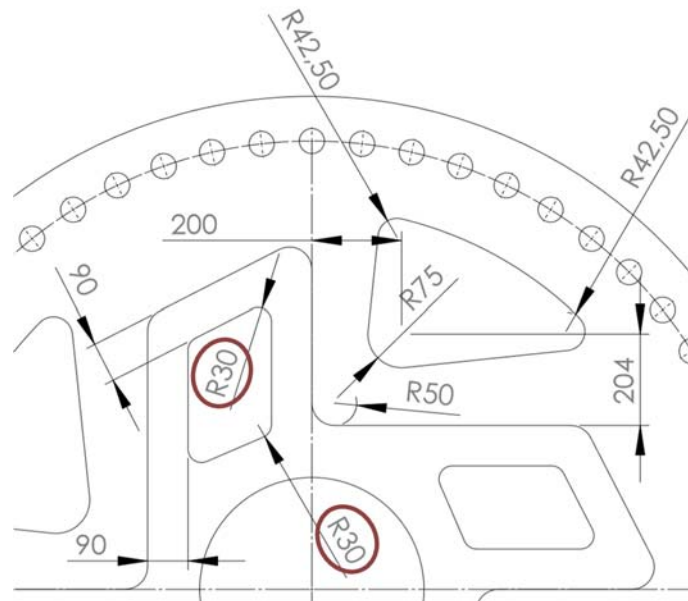


Figura 4.23. Muestra de las modificaciones aplicadas para obtener los diseños 12c10f y 12c10g

Además, dado que en el caso 12c10e se había incluido un nervio, posible causa de la reducción del desplazamiento resultante, se decidió estudiar dos casos con las nuevas dimensiones: uno con vaciado total (pasante) y otro simétrico, de 225 mm (dejando un nervio de 50 mm), nombrados respectivamente 12c10f y 12c10g (Figura 4.24).

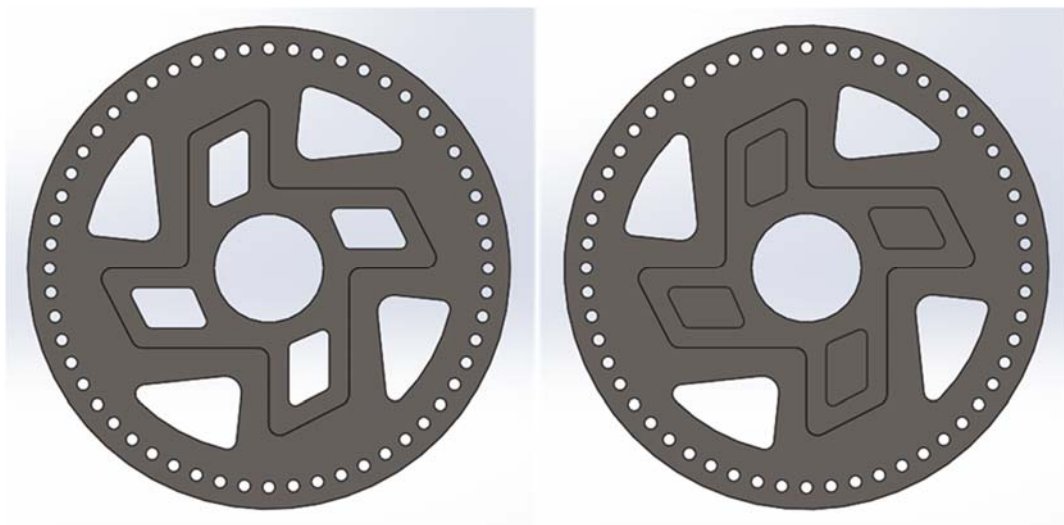


Figura 4.24. Diferencias entre vaciados simétricos con nervio central (derecha) y pasantes (izquierda)

23. Caso 12c10f: Outflange412c10f

Diseño de vaciados intermedio entre 12c10b y 12c10c; Sin nervio (agujeros pasantes)

Se modificaron ligeramente las dimensiones del caso 12c10b según la Figura 4.24, siendo los mecanizados pasantes.

- Masa: 4108,93 kg (2535,69 kg menos que el Caso 1)
- σ : $2,07 \times 10^8$ Pa (tensión un 36,09 % mayor que el Caso 1)

- Despl. Total: 0,5625 mm (0,251 mm más que el Caso 1)

Si bien los valores de tensión máxima de von Mises y desplazamiento resultantes no son tan bajos como los obtenidos en el caso 12c10e, ambos valores se han reducido sensiblemente con respecto al caso 12c10b. Sin embargo, la masa total se mantiene en un valor intermedio entre ambos casos, por lo que esta solución se considera un compromiso óptimo entre los tres parámetros principales.

24. Caso 12c10g: Outflange412c10g

Diseño de vaciados intermedio entre 12c10b y 12c10c; Con nervio (50 mm)

Se mantuvieron las dimensiones y características del caso 12c10b. Con el fin de disminuir el desplazamiento resultante, se efectuaron en los extremos de los brazos mecanizados simétricos de 225 mm en lugar de un agujero pasante (Figura 4.24).

- Masa: 4191,97 kg (2452,65 kg menos que el Caso 1)
- σ : $1,97 \times 10^8$ Pa (tensión un 29,55 % mayor que el Caso 1)
- Despl. Total: 0,5501 mm (0,239 mm más que el Caso 1)

En este caso, gracias al nervio central se consiguen resultados ligeramente mejores en cuanto a la tensión máxima de von Mises y el máximo desplazamiento resultante. Sin embargo, esta mejoría no es muy superior a los resultados del caso anterior, mientras que la reducción de peso se ve perjudicada. Por todo ello, se considera que esta última modificación no es la solución más óptima.

4.2.3.7. Diseño definitivo: características y resultados

Dado el buen compromiso entre masa, tensión máxima de von Mises y desplazamiento resultante, el diseño óptimo del brazo es el descrito en el caso 12c10f. El proceso de diseño había conseguido minimizar el peso del brazo, manteniendo su robustez y resistencia a la deformación (Figura 4.25).

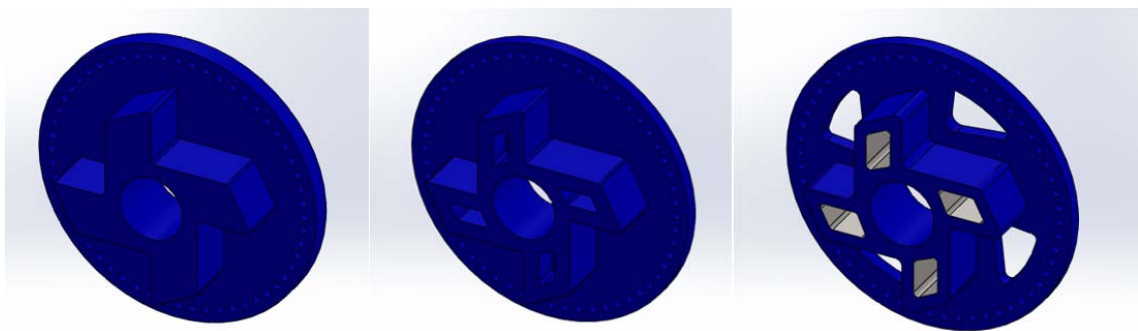


Figura 4.25. Evolución del diseño del brazo: desde la propuesta original hasta la versión optimizada.

Las características completas del diseño son las siguientes:

- **Masa:** 4108,93 kg. En total el diseño elegido pesa 2535,69 kg menos que el Caso 1, lo que se traduce como una reducción del 38 % de la masa del diseño original. Esta gran reducción de peso ayudará a minimizar la influencia de ciertos agentes externos sobre el brazo y su longitud.

- **Tensión máxima de von Mises:** $\sigma=2,07 \times 10^8$ Pa, lo que supone un aumento del 36 % respecto al caso inicial. Si se observa la distribución de tensiones (Figura 4.26) se observa que las tensiones se distribuyen de forma bastante homogénea.

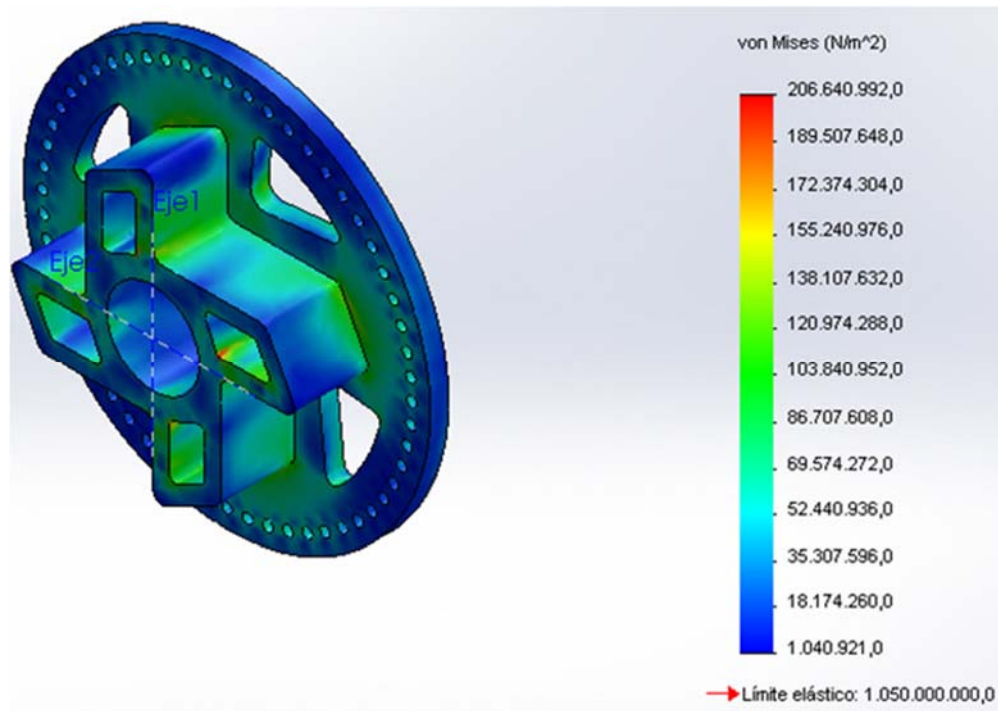


Figura 4.26. Tensiones de von Mises resultantes en el caso seleccionado, Caso 12c10f

Existen ciertos puntos críticos de acumulación de tensiones (por ejemplo, en las aristas redondeadas de los vaciados en los extremos de los brazos); Sin embargo, los valores máximos de tensión alcanzados en estos puntos son muy bajos; aun considerando el coeficiente de seguridad aplicado al límite elástico del material para establecer la tensión máxima admisible ($7,35 \times 10^8$), las máximas tensiones de von Mises en la pieza suponen tan solo el 28 % de dicha tensión máxima admisible.

- **Desplazamiento Resultante máximo** (o “Desplazamiento Total”): 0,5625 m. Dada la longitud del brazo, 607,50 mm, este desplazamiento supone una variación de dicha longitud de tan solo 0,093 %. Se puede concluir por tanto que las mejoras introducidas en el diseño no han afectado de manera significativa a la estabilidad de la pieza y a sus posibles variaciones de longitud.
- **Deformación unitaria máxima:** $6,26 \times 10^{-4}$. La deformación unitaria es realmente baja. Si ha sufrido un incremento respecto de la obtenida en el estudio del diseño original ($5,16 \times 10^{-4}$), pero dicho incremento es de tan solo un 21 %.
- **Desplazamientos direccionales.** Los resultados para los desplazamientos direccionales se encuentran recogidos en la (Tabla 4.2): Los cuatro extremos de los brazos tenían las caras de contacto alineadas con los ejes vertical y horizontal. Se midieron los desplazamientos en las caras verticales (paralelas al eje Y, Figura 4.27) y en las caras horizontales (eje X, Figura 4.28). Como ya se comentó, según la aplicación de cargas, las fibras de una zona de la pieza sufren compresión mientras que las fibras de la zona opuesta sufrirían compresión. Por ello, se estudian también los valores mínimos, que

cuando incluyen un signo negativo indican una contracción de la superficie, así como los máximos (de valor positivo, señalando una elongación de la superficie).

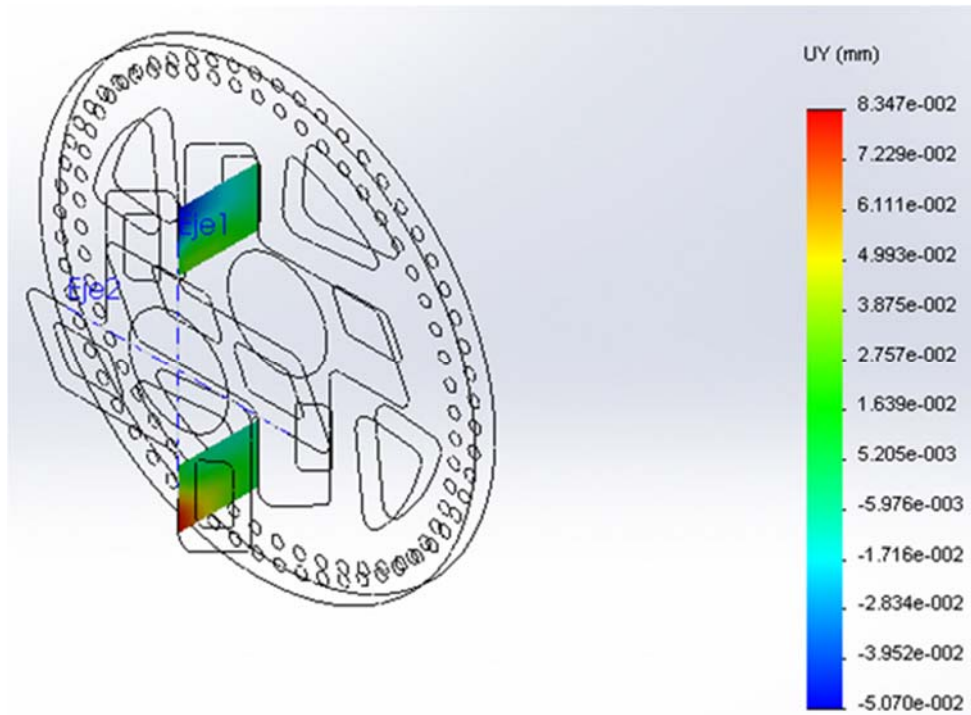


Figura 4.27. Desplazamiento direccional UY en el brazo

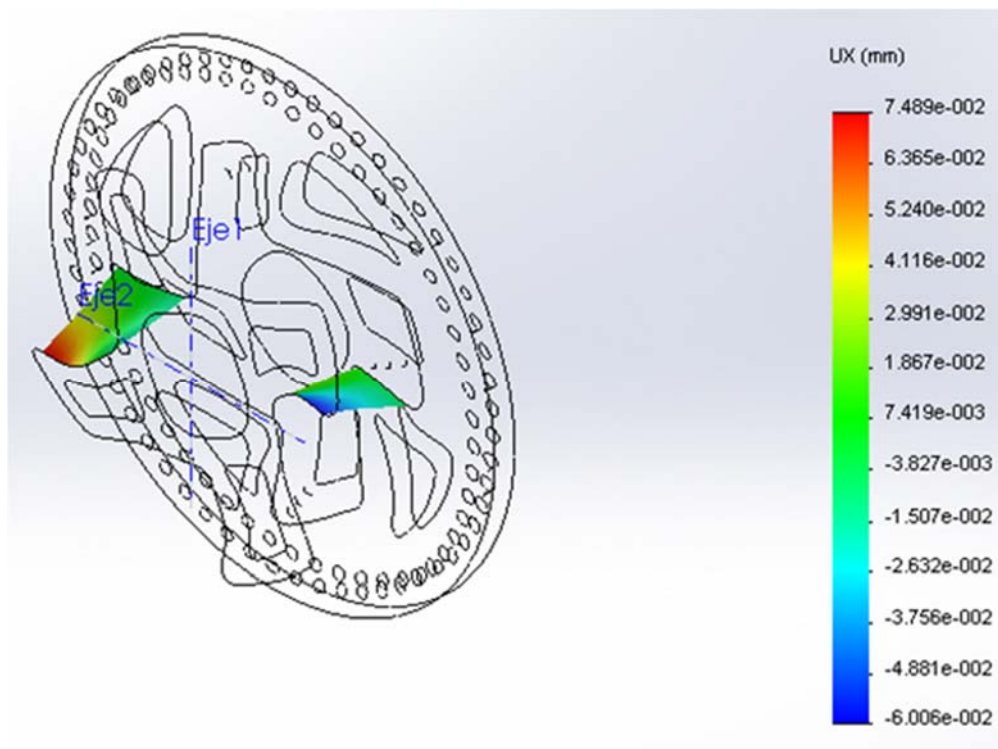


Figura 4.28. Desplazamiento direccional UX en el brazo

Tabla 4.2. Distintos desplazamientos estudiados en el diseño optimizado del brazo

Tipo de Desplazamiento	Valor (mm)	Nueva longitud del brazo (original = 607,50 mm)	Variación de la longitud del brazo (%)
Máximo Despl. Resultante	0,5625	608,063	0,093 %
Diferencia Despl. Resultante con Caso 1	0,2511	-	-
Mínimo Desplazamiento en Y (-): Vertical	0,5118	606,988	-0,084 %
Máximo Desplazamiento en Y (+): Vertical	0,5538	608,054	0,091 %
Mínimo Desplazamiento en X (-): Horizontal	0,5264	606,974	-0,087 %
Máximo Desplazamiento en X (+): Horizontal	0,5400	608,040	0,089 %

Como se comentó al inicio de este capítulo, los desplazamientos direccionales son aquellos que mejor reflejan la posible variación de la longitud del brazo. Sin embargo, como muestran los resultados de la tabla anterior, el desplazamiento resultante tiene un valor superior a cualquiera de los desplazamientos direccionales (en valor absoluto). De hecho, si se atienden a los resultados de todos los diseños previos (mostrados en la Tabla 4.1) se observa que en todos ellos los desplazamientos direccionales son ligeramente inferiores al desplazamiento resultante. Es por ello que se decidió emplear el desplazamiento resultante para evaluar la posible variación de la longitud del brazo: de esta manera siempre se estaría teniendo en cuenta la situación más desfavorable posible de cara a evaluar la calidad de las medidas de par.

Los desplazamientos direccionales muestran unas variaciones de la longitud del brazo entre el 0,084 % y el 0,091 %; en cualquier caso, aun considerando el desplazamiento resultante como indicador de la variación de la longitud (un 0,093 %), esta es muy inferior al valor considerado admisible (0,5 %).

Observando los resultados del estudio por elementos finitos del diseño puede concluirse que las mejoras efectuadas al caso inicial han conseguido la reducción de la masa total perseguida, sin llegar a comprometer la resistencia y estabilidad de la pieza. Se ha conseguido una reducción de la masa total superior al 38 %, manteniendo los valores de tensión muy por debajo de la tensión máxima admisible considerada. Por otro lado, la variación de la longitud del brazo respecto de la originalmente calibrada es inferior al 0,01 %, cuando la máxima variación admitida era del 0,5 %. Ello invita a pensar que el brazo será capaz de mantener sus propiedades durante la operación, lo que haría que las mediciones de par obtenidas mediante el SFP tuvieran una incertidumbre asociada bastante baja.

4.3. Estudio de la variación de la longitud ante influencias durante la operación

4.3.1. Influencias consideradas

Para analizar el diseño del brazo y las distintas variaciones del mismo se consideraron condiciones de operación ideales, en las que solo existían las cargas aplicadas por el banco de ensayo, a saber: el par puro y las cargas adicionales generadas por el sistema de aplicación de cargas del banco de ensayos (LAS). Cabe señalar que estas cargas adicionales se consideran siempre presentes durante la operación (dado que es muy difícil alcanzar un ensayo en situación de “par puro” sin esfuerzos laterales o flectores adicionales). En los estudios del brazo no se han considerado como una influencia independiente; más adelante, en los estudios del sistema completo si se estudiará en detalle el efecto que los esfuerzos adicionales al par torsor tienen sobre el sistema.

Sin embargo, durante la operación pueden aparecer otros agentes, externos o internos, que pueden afectar al comportamiento del SFP y sus componentes. Las principales influencias a considerar, descritas en capítulos anteriores, fueron indicadas por los propietarios de los bancos de ensayos, así como sus parámetros de entrada.

En esta sección se estudiarán los efectos que dichas influencias tienen sobre el brazo, prestando especial atención a la variación de la tensión máxima de von Mises y de la longitud del brazo (reflejada en los cambios en el parámetro del desplazamiento resultante máximo).

Las influencias consideradas fueron las variaciones de temperatura, el efecto de la gravedad (o peso propio de la estructura) y la fuerza centrífuga. Los efectos de estas influencias sobre el brazo se estudiaron de manera independiente y de manera conjunta. Todos los estudios efectuados y sus resultados se recogen en las tablas Tabla 4.4 y Tabla 4.5 al final de este capítulo.

4.3.2. Efectos de las distintas influencias por separado

Para evaluar el comportamiento del sistema en reposo ante la presencia únicamente de los distintos factores de influencia, se estudiaron cada uno de ellos por separado y sin incluir las cargas de par puro y adicionales generadas durante la operación Tabla 4.4.

El objetivo de este estudio de las influencias por separado era doble. En primer lugar, se pretendía averiguar cuál era el efecto que tenían cada una de ellas sobre el sistema sin otras alteraciones. En segundo lugar, algunas de ellas pueden estar presentes antes, durante y tras la operación y afectar al comportamiento del sistema y la medición final de par. Por ejemplo, una temperatura por encima de la empleada en la calibración del brazo puede provocar una dilatación del mismo, la cual, de existir antes de comenzar los ensayos, podría modelizarse y tenerse en cuenta a la hora de calcular la longitud efectiva del brazo.

Por todo ello en esta etapa de la investigación se decidió realizar esos estudios y modelos para observar la respuesta del brazo ante los distintos agentes por separado. En la Tabla 4.4 pueden observarse los resultados de los estudios de cada influencia por separado. Entre los resultados se incluyen también las diferencias numéricas y porcentuales entre las tensiones y desplazamientos resultantes para cada influencia respecto del diseño óptimo alcanzado en el

caso 12c10f, al cual se aplicaban las cargas típicas de operación (par puro y esfuerzos adicionales generados por el LAS).

En la Figura 4.29 se muestran una comparativa entre los efectos de las distintas influencias, así como del Caso 12c10f (con las cargas de operación aplicadas) para los parámetros de tensión máxima de von Mises (Pa) y máximo desplazamiento resultante (mm).

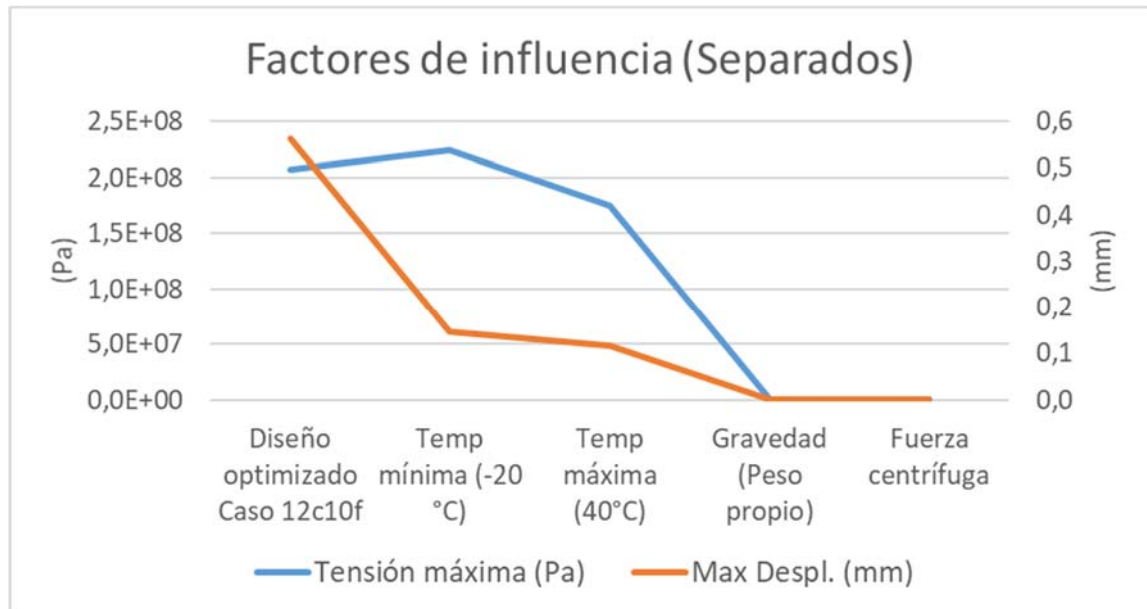


Figura 4.29. Efecto de las distintas influencias al considerarlas por separado

La primera conclusión que se puede extraer de los resultados es que, en lo que al brazo se refiere, la gravedad y la fuerza centrífuga tienen un efecto casi despreciable. Esto es un parte gracias al proceso de optimización del brazo, dado que la gravedad y la fuerza centrífuga están relacionadas con la masa del sistema. La gravedad, combinada con la masa, aumentaría el peso propio del brazo, convirtiendo el mismo en una carga parásita adicional que podría perturbar la medida del par de torsión. Por su parte, la fuerza centrífuga, provocada por la rotación del sistema a 25 rpm, está relacionada con la inercia del sistema y por lo tanto a su masa. Gracias a la optimización del diseño se consiguió reducir la masa total en un 38 %, minimizando así el efecto de la gravedad y la fuerza centrífuga.

Por otro lado, al analizar los efectos de la temperatura se da una situación curiosa. La temperatura mínima (-20 °C) genera tensiones internas más altas aún que las cargas durante la operación aplicadas al diseño 12c10f. También son mayores que las tensiones generadas por el efecto de la temperatura máxima (40 °C). Cabe señalar que el software, si no se aplica una temperatura concreta, considera que la temperatura a tensión nula es de 298K (24,85 °C). Ello quiere decir que en el caso del estudio de temperatura mínima se tiene una desviación respecto de la temperatura de referencia del programa de 44,85 °C, mientras que la diferencia entre la temperatura máxima y la de referencia es de 35,15 °C. Esta diferencia en la variación explica las mayores tensiones en el caso de la temperatura mínima.

En cuanto a los desplazamientos máximos resultantes se da la misma situación; sin embargo, cabe señalar que los desplazamientos generados por las variaciones de temperaturas son muy inferiores a los generados por las cargas de operación (entre un 74 y 75 % menores). De nuevo, se elige el desplazamiento resultante como parámetro para comparar el desempeño del brazo

ante las distintas influencias, ya que, como se muestra en la Figura 4.30, el desplazamiento resultante es mayor que todos los demás desplazamientos estudiados (direccionales).

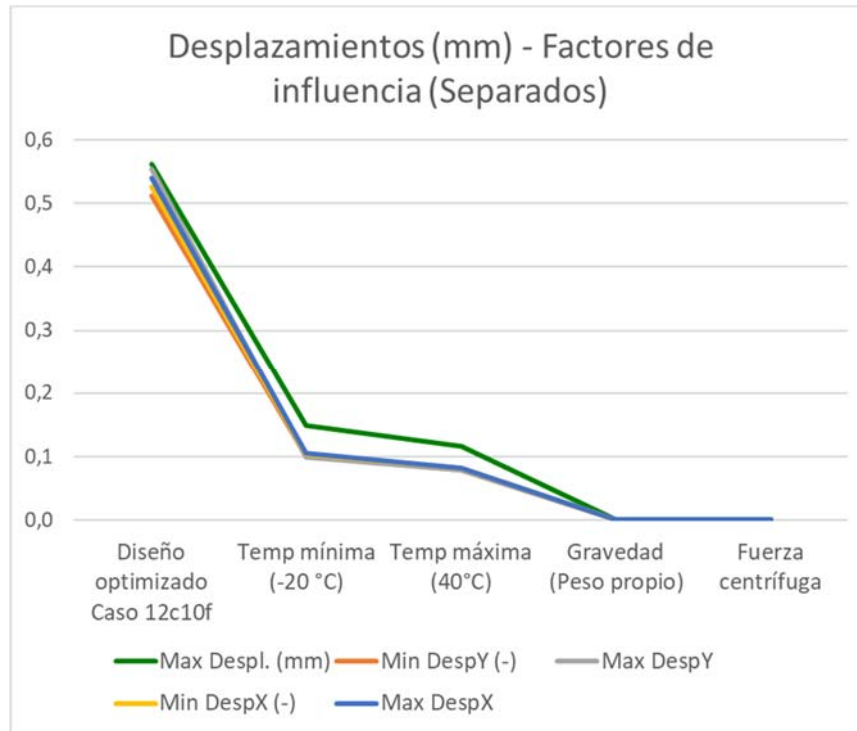


Figura 4.30. Estudio de los desplazamientos provocados por las distintas influencias

Debido a estos desplazamientos tan bajos, aún con tensiones elevadas se tienen valores de deformación unitaria (disponibles en la Tabla 4.4) muy próximos a los del caso 12c10f con cargas de operación. Como se podía esperar a la vista de los resultados de tensión y desplazamientos máximos (parámetros directamente relacionados con la deformación unitaria), en el caso del peso propio las deformaciones son varios órdenes de magnitud inferiores a las de otras influencias. La deformación unitaria más alta se da en el caso del diseño optimizado con las cargas de operación así como en los casos de influencias de la temperatura, siendo más acusada la deformación unitaria en el caso de la temperatura mínima.

Como curiosidad, caber comentar que existe una cierta simetría en el comportamiento de la pieza ante el efecto de la temperatura máxima y mínima. Si, además de a los máximos desplazamientos direccionales, se atiende a los puntos (nodos de la malla de la simulación) concretos en los que se producen tales valores máximos, se observa una relación entre ambos estudios. Por ejemplo, para el mínimo desplazamiento en Y, el nodo donde se dan los valores máximos negativos (compresión) en el caso de la temperatura mínima es el mismo donde, en el caso de la temperatura máxima se da el máximo desplazamiento en Y (positivo, a tracción). Lo mismo ocurre para el resto de máximos y mínimos desplazamientos direccionales. En la Tabla 4.3 se han coloreado dos a dos los nodos coincidentes.

Tabla 4.3. Comparación de los desplazamientos provocados por la temperatura máxima y mínima

Caso	Desplazamiento direccional en Y		Desplazamiento direccional en X		Desplazamiento direccional en Y		Desplazamiento direccional en X	
	Min DespY (-)	Max DespY	Min DespX (-)	Max DespX	Nodo Min DespY (-)	Nodo Max DespY	Nodo Min DespX (-)	Nodo Max DespX
Caso 12FIA Temp mínima (-20 °C)	0,100 549	0,099 506	0,103 299	0,104 672	3174	3352	3441	15080
Caso 12FIB Temp máxima (40 °C)	0,077 985	0,078 803	0,082 034	0,082 034	3352	3174	15080	3441

Esta situación demuestra que, para un mismo punto de la pieza, la temperatura máxima provoca elongación de las fibras, mientras que la temperatura mínima provoca la contracción de esas mismas fibras.

4.3.3. Efectos de las distintas influencias combinadas

Durante la operación la situación más normal es que el sistema sufra la acción de varias influencias a la vez. Para evaluar el comportamiento del sistema durante la operación se estudió la respuesta del mismo ante la acción de varias combinaciones de influencias. Los resultados de estos estudios combinados se recogen en la Tabla 4.5.

A continuación en la Figura 4.31 se muestra una comparación entre el caso 12c10cf, con tan solo las cargas de operación aplicadas (par puro y esfuerzos adicionales) y la combinación con las distintas influencias.

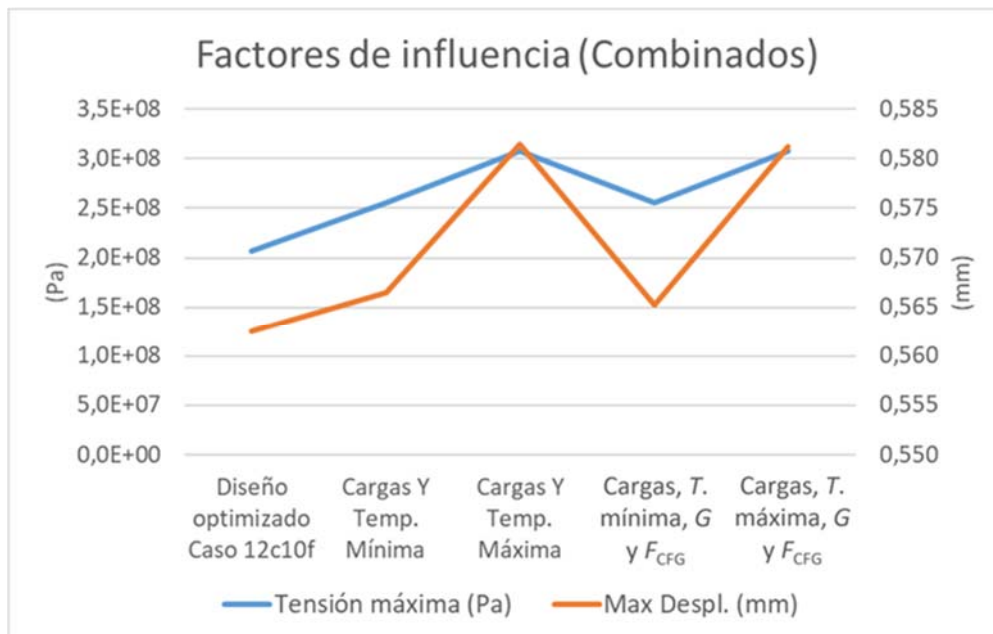


Figura 4.31. Efecto de las distintas influencias combinadas

En el estudio de los factores de influencia por separado se observó que las tensiones generadas por las variaciones de temperaturas eran muy elevadas por sí solas. Por este motivo, se decidió estudiar en detalle la combinación del caso 12c10f con cargas de operación con las

distintas temperaturas, previamente al estudio del comportamiento del sistema en combinación con todas las influencias consideradas.

En primer lugar se estudió la combinación de las cargas externas con la temperatura mínima y con la temperatura máxima. A continuación se añadieron a ambas combinaciones el efecto de la gravedad y la fuerza centrífuga. Se observó que añadiendo estas dos influencias a las dos combinaciones (de cargas de operación y temperatura máxima y mínima respectivamente) los resultados apenas varían. Los dos casos que consideraban la temperatura máxima mantenían valores muy similares entre sí, tanto incluyendo la gravedad y la fuerza centrífuga como sin considerarlas (Puntos 3 y 5 de la gráfica anterior). Lo mismo ocurre con las dos combinaciones que consideraron la temperatura mínima (Puntos 2 y 4 de la gráfica anterior). Se concluyó por tanto que el efecto de la gravedad y la fuerza centrífuga es despreciable en comparación con el resto de influencias.

En el estudio de la combinación de cargas y temperaturas se observa una situación diferente a la obtenida en los estudios de influencias por separado. Al aplicar por separado las temperaturas mínimas y máximas se observó que, debido a la mayor diferencia respecto a la temperatura de referencia del programa, la temperatura mínima presentaba una mayor tensión de von Mises. Sin embargo, al aplicar la variación de temperatura en conjunto con las cargas se observan mayores tensiones para la combinación con la temperatura máxima.

Si se observan los resultados del estudio por separado de las distintas influencias, concretamente los resultados obtenidos en el estudio del caso 12c10f con las cargas de operación y los estudios de temperatura mínima y máxima se explica esta situación (Figura 4.32).

- Las mayores deformaciones en el caso en el que solo se aplica la temperatura mínima se producen en las zona más interior del brazo, contrayéndose las fibras hacia la zona de la brida (contracción térmica).
- Por el contrario, en el caso de la temperatura máxima la deformación es opuesta a la anterior, sufriendo las fibras un esfuerzo de tracción y expandiéndose en dirección contraria a la zona de la brida (dilatación térmica, hacia la cara más interna de la pieza).
- En el caso en el que solo se aplican las cargas de operación la deformación de la pieza es combinada, siguiendo el sentido de giro del par torsor aplicado y una ligera tracción hacia la zona opuesta a la brida (expandiéndose hacia la cara más interna, como en el caso de la dilatación térmica) (Figura 4.32).

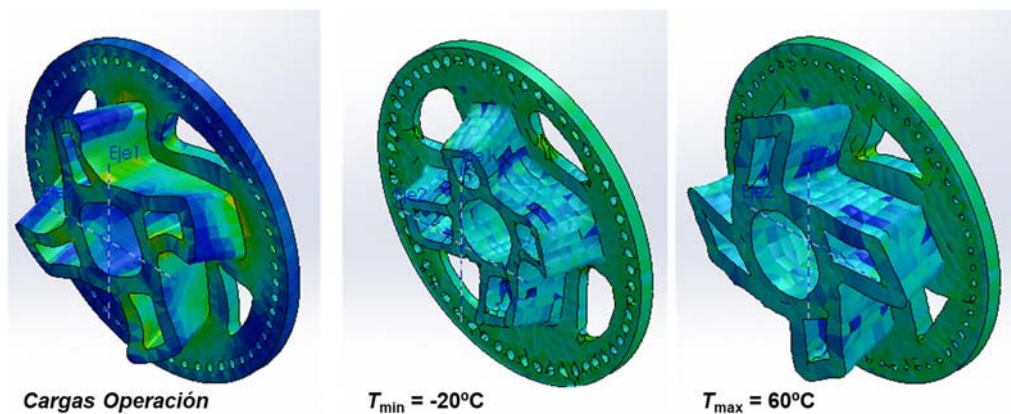


Figura 4.32. Muestra de la dirección en la que se produce la deformación del brazo ante las cargas y las distintas temperaturas consideradas

Al estudiar los casos donde se tienen combinaciones de influencias los efectos anteriormente descritos se superponen. Por ejemplo, en el caso de la combinación de las cargas de operación con la temperatura mínima, los esfuerzos de tracción y compresión provocados por cada efecto por separado se combinan y se compensan (al tener la deformada direcciones opuestas), obteniendo resultados totales más bajos que en el caso en el que se combinan cargas y temperatura máxima. En dicho caso los esfuerzos a tracción provocados por las cargas y la dilatación térmica se suman (ambas deformadas por separado tenían la misma dirección), haciendo que las tensiones y desplazamientos resultantes sean mayores.

Por otro lado, si se añaden el peso propio y la fuerza centrífuga a las dos combinaciones (cargas de operación + temperatura máxima y cargas de operación + temperatura mínima, respectivamente) vemos que los resultados apenas varían. Por ello, se puede concluir que el efecto de la gravedad y la fuerza centrífuga es despreciable en comparación con el resto de influencias.

Si se observan los desplazamientos direccionales de las distintas combinaciones se aprecia la misma tendencia, obteniendo mayores desplazamientos para los casos donde se considera la temperatura máxima en lugar de la mínima. Además, de nuevo el desplazamiento total o resultante es superior a cualquiera de los desplazamientos direccionales. En la Figura 4.33 se muestran las variaciones de los desplazamientos direccionales y del desplazamiento resultante para cada una de las combinaciones comentadas.

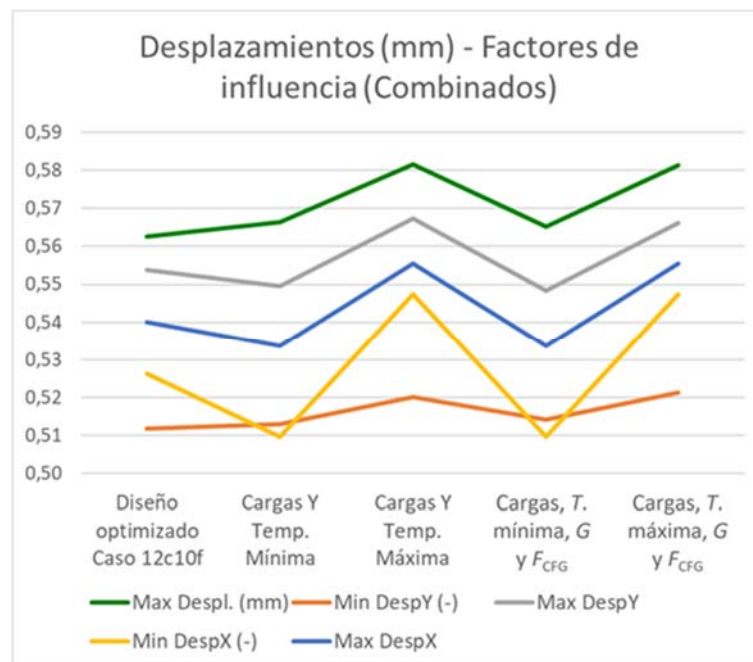


Figura 4.33. Estudio de los desplazamientos provocados por las distintas combinaciones de influencias

Los estudios realizados para las distintas influencias demuestran que el diseño óptimo alcanzado en el caso 12c10f es capaz de mantener sus propiedades, con mínimas variaciones de tensión y desplazamientos ante la presencia de las distintas influencias, bien por separado o combinadas.

Además, para el caso concreto del efecto de la gravedad y la fuerza centrífuga la reducción de masa conseguida en el diseño final del brazo ha conseguido minimizar su influencia, siendo casi despreciable con respecto al de otros agentes, como las cargas o la temperatura.

Tablas de resultados: Tabla 4.4 y Tabla 4.5

Tabla 4.4. Estudio de las distintas influencias por separado

Resultados Estudio de Influencias por Separado (respecto al Caso 12c10f)														
N	Caso	Descripción	Tensión máxima (Pa)	Dif. Tens Max (%)	Dif. Límite elástico (%)	Max Despl. (mm)	Dif. Max. Despl. C12 (mm)	Dif Max Despl C12 %	Despl. Respecto Longitud Brazo (%)	Def. unit.	Desplazamiento direccional en Y		Desplazamiento direccional en X	
											Min DespY (-)	Max DespY	Min DespX (-)	Max DespX
1	Caso 1	WP42 adaptado	$1,52 \times 10^8$	-	14%	0,3114	-	-	0,051%	$5,16 \times 10^{-4}$	$2,90 \times 10^{-1}$	$3,05 \times 10^{-1}$	$2,95 \times 10^{-1}$	$2,99 \times 10^{-1}$
23	Caso 12c10f	Diseño optimizado Caso 12c10f	$2,07 \times 10^8$	36,09%	20%	0,5625	0,2511	80,64%	0,093%	$6,26 \times 10^{-4}$	$5,12 \times 10^{-1}$	$5,54 \times 10^{-1}$	$5,26 \times 10^{-1}$	$5,40 \times 10^{-1}$
FI1	Caso 12FIA	Temp mínima (-20 °C)	$2,24 \times 10^8$	8,43 %	21 %	0,1483	-0,4142	-73,64 %	0,024 %	$7,53 \times 10^{-4}$	$1,01 \times 10^{-1}$	$9,95 \times 10^{-2}$	$1,03 \times 10^{-1}$	$1,05 \times 10^{-1}$
FI2	Caso 12FIB	Temp máxima (40 °C)	$1,76 \times 10^8$	-15,02 %	17 %	0,1162	-0,4463	-79,34 %	0,019 %	$5,90 \times 10^{-4}$	$7,80 \times 10^{-2}$	$7,88 \times 10^{-2}$	$8,20 \times 10^{-2}$	$8,20 \times 10^{-2}$
FI5	Caso 12FIE	Gravedad (Peso propio)	$6,94 \times 10^5$	-99,66 %	0,066 %	0,0015	-0,5610	-99,73 %	0,00025 %	$2,21 \times 10^{-6}$	$1,31 \times 10^{-3}$	$3,67 \times 10^{-5}$	$1,38 \times 10^{-4}$	$9,80 \times 10^{-5}$
FI8	Caso 12FIH	Fuerza centrífuga	$4,79 \times 10^4$	-99,98 %	0,005 %	0,00007	-0,5624	-99,99 %	0,00001 %	$1,42 \times 10^{-7}$	$5,77 \times 10^{-5}$	$5,78 \times 10^{-5}$	$5,78 \times 10^{-5}$	$5,76 \times 10^{-5}$

Tabla 4.5. Estudio de las distintas influencias combinadas

Resultados Estudio de Influencias Combinados (respecto al Caso 12c10f)														
N	Caso	Descripción	Tensión máxima (Pa)	Dif. Tens Max (%)	Dif. Límite elástico (%)	Max Despl. (mm)	Dif. Max. Despl. C12 (mm)	Dif Max Despl C12 %	Despl. Respecto Longitud Brazo (%)	Def. unit.	Desplazamiento direccional en Y		Desplazamiento direccional en X	
											Min DespY (-)	Max DespY	Min DespX (-)	Max DespX
1	Caso 1	WP42 adaptado	1,52 x 10 ⁸	-	14 %	0,3114	-	-	0,051 %	5,16 x 10 ⁻⁴	2,90 x 10 ⁻¹	3,05 x 10 ⁻¹	2,95 x 10 ⁻¹	2,99 x 10 ⁻¹
23	Caso 12c10f	Diseño optimizado Caso 12c10f	2,07 x 10 ⁸	36,09 %	20 %	0,5625	0,2511	80,64 %	0,093 %	6,26 x 10 ⁻⁴	5,12 x 10 ⁻¹	5,54 x 10 ⁻¹	5,26 x 10 ⁻¹	5,40 x 10 ⁻¹
FI3	Caso 12FIC	Cargas Y Temp. Mínima	2,56 x 10 ⁸	23,68 %	24 %	0,5665	0,0040	0,71 %	0,093 %	8,24 x 10 ⁻⁴	5,13 x 10 ⁻¹	5,50 x 10 ⁻¹	5,10 x 10 ⁻¹	5,34 x 10 ⁻¹
FI4	Caso 12FID	Cargas Y Temp. Máxima	3,07 x 10 ⁸	48,72 %	29 %	0,5815	0,0190	3,38 %	0,096 %	8,83 x 10 ⁻⁴	5,20 x 10 ⁻¹	5,67 x 10 ⁻¹	5,47 x 10 ⁻¹	5,55 x 10 ⁻¹
FI6	Caso 12FIF	Cargas, T. mínima, G y F _{CFG}	2,55 x 10 ⁸	23,62 %	24 %	0,5652	0,0027	0,49 %	0,093 %	8,25 x 10 ⁻⁴	5,14 x 10 ⁻¹	5,48 x 10 ⁻¹	5,10 x 10 ⁻¹	5,34 x 10 ⁻¹
FI7	Caso 12FIG	Cargas, T. máxima, G y F _{CFG}	3,08 x 10 ⁸	48,83 %	29 %	0,58124	0,0187	3,33 %	0,0957 %	8,84 x 10 ⁻⁴	5,21 x 10 ⁻¹	5,66 x 10 ⁻¹	5,47 x 10 ⁻¹	5,55 x 10 ⁻¹

Capítulo 5. Resultados de la caracterización mecánica y metrológica del patrón de transferencia

En los capítulos anteriores se diseñaron y evaluaron los componentes directamente implicados en la medición del par: el transductor de fuerza y el brazo palanca.

En el diseño propuesto inicialmente se incluía un transductor de medidas genéricas. Tras la selección del transductor definitivo fue necesario acondicionar el resto de los elementos, adaptándolos a las nuevas dimensiones y características del transductor.

Una vez adaptado el diseño, se llevaron a cabo distintas modificaciones destinadas a optimizar el diseño del sistema completo. Un primer objetivo de reducir el ancho total del sistema. Aunque el diseño original era compatible con las características de los bancos de ensayo, uno de los operadores sugirió que un ancho menor, con valores cercanos a 1 metro, podría facilitar las tareas de montaje.

En segundo lugar, y al igual que se persiguió en el proceso de optimización del brazo, se volvió a proponer la reducción de la masa del sistema completo. De este modo podría minimizarse el efecto de influencias como la gravedad y la fuerza centrífuga, reduciendo su impacto en la incertidumbre final del sistema de medición.

Una vez alcanzado el diseño óptimo se evaluó su comportamiento durante la operación mediante simulaciones por elementos finitos. Al igual que se hizo con el brazo por separado, se estudió la respuesta del SFP ante la presencia de las distintas influencias. En esta ocasión se prestó especial atención a dos resultados concretos: la fuerza de reacción en el transductor y la variación de la longitud del brazo. De manera teórica, estos parámetros los empleados para determinar el par en una situación ideal. En tal situación ideal la carga soportada por el transductor sería puramente axial, sin cargas laterales ni momentos flectores que afectaran a la medida.

Sin embargo, dadas las condiciones de los bancos de ensayo de nacelles (con mediciones bajo rotación, de carácter dinámico) así como la geometría del SFP, la carga aplicada no era completamente axial. Durante la operación, debido a la propia geometría del diseño (desalineamientos, errores de montaje, ...) y a las cargas parásitas presentes en el banco de ensayos, había pérdidas o cargas distintas a las de una situación ideal en el proceso de transmisión del par. A consecuencia de estas cargas parásitas, se observó la aparición de momentos flectores localizados en la superficie de contacto del transductor.

Por todo esto, para poder efectuar una medida precisa del par durante las simulaciones fue necesario considerar no solo la longitud del brazo y la fuerza de reacción en los transductores, sino también los momentos flectores locales (con la misma dirección del par torsor global del sistema) que aparecían en cada uno de los transductores. Se estudió por tanto la variación de estos tres parámetros (longitud, fuerza y momentos flectores locales) ante las condiciones de operación, considerando las diferentes influencias descritas en capítulos anteriores. Mediante el estudio de estos parámetros, directamente implicados en la medición de par, era posible caracterizar las propiedades metrológicas del SFP.

Cabe aclarar que, desde el punto de vista de la herramienta de simulación, estas fuerzas son fuerzas de reacción por el contacto entre transductor y brazo. Desde el punto de vista

metrológico estas fuerzas serán las que mida el transductor durante la operación. Por este motivo, las fuerzas se nombran de reacción o de medición indistintamente a lo largo de este análisis.

Una vez analizado el comportamiento mecánico y metrológico del patrón de transferencia, se procedería a evaluar su posible incertidumbre asociada. Dicha estimación se basaría en los datos externos (como certificados de calibración y especificaciones técnicas) así como en los resultados alcanzados en el estudio del comportamiento metrológico del SFP mediante herramientas FEM. Los resultados obtenidos tras el análisis de influencias mostraron las variaciones sufridas por las distintas componentes implicadas en la medida del par (longitud, fuerza y momentos flectores locales). Estas variaciones se emplearon por lo tanto como contribuciones a la incertidumbre estimada del SFP.

5.1. Adaptación y optimización del diseño del patrón de transferencia completo

En el capítulo 2 se mostró el diseño elegido para el nuevo patrón de transferencia del par. Dicho diseño contaba con componentes no definitivos, como el transductor de fuerza, elemento comercial que en la etapa inicial de la investigación aún no había sido estudiado en detalle. En los capítulos anteriores, los dos elementos principales del sistema (transductor y brazo) fueron estudiados en profundidad, redefinidos y optimizados.

Una vez alcanzados las versiones definitivas de estos elementos se integraron de nuevo en el SFP. En el caso del transductor de fuerza, elemento comercial, el fabricante facilita toda su información y características, incluyendo los planos detallados del transductor y un archivo CAD del mismo. Se efectuaron una serie de mejoras y adaptaciones para obtener una versión válida del transductor para su empleo en los estudios de simulación.

Además de las componentes principales, tal y como se comentó en el capítulo 2, en el sistema completo definitivo debían incluirse rodamientos. La misión de estos elementos era múltiple: mejorar la estabilidad del sistema, asegurar la transmisión de las cargas adicionales y minimizar su efecto sobre la medida efectuada por los transductores de fuerza. Era necesario seleccionar el tipo adecuado de rodamiento, poniendo especial atención a su capacidad de carga y a la compatibilidad de sus dimensiones con las del resto del SFP.

Por todo lo expuesto, eran necesarias mejoras y ajustes para la inclusión de los nuevos elementos. Para poder observar la afinidad de cada uno de ellos con respecto al resto del sistema, la adición de estos elementos se llevó a cabo de manera escalonada. De este modo, era posible visualizar las posibles incompatibilidades o errores de montaje que pudieran aparecer al sustituir las versiones preliminares de los mismos por las definitivas.

Así mismo, se aprovecharon las distintas fases de adaptación y mejora del sistema para revisar las componentes secundarias del sistema: soportes de los transductores, InFlange y Soporte interno. Al igual que en el caso del brazo, se procedió a modificar ciertas geometrías, mejorando la compatibilidad del sistema y rebajando la masa total del mismo. De nuevo, el objetivo de esta reducción de peso era minimizar el efecto de algunos factores de influencia, como la fuerza centrífuga y la gravedad.

5.1.1. Adaptación del sistema a las nuevas dimensiones del transductor de medida.

Al introducir los nuevos elementos era necesario observar si existían interacciones con el resto de los componentes no modificados del diseño original. En el capítulo 2 se describieron las relaciones entre las distintas componentes del sistema. El brazo entraba en contacto directo únicamente con el Soporte interno y con los transductores de fuerza. Al no variar la dimensiones del agujero del brazo, su montaje en principio no se ve afectado. Sin embargo, en el caso del transductor se han modificado sus dimensiones finales, por lo que es necesario modificar en consecuencia los soportes de los transductores.

En las figuras siguientes pueden verse el sistema originalmente propuesto en el capítulo 2 (Figura 5.1), un diseño que incluye el transductor de HBM y los soportes y brida de entrada

adaptados al mismo (Figura 5.2), aunque con el brazo original, y por último una nueva versión del SFP completo, incluyendo el brazo optimizado del capítulo anterior, el transductor de HBM y el resto de los componentes adaptados al mismo (Figura 5.3).

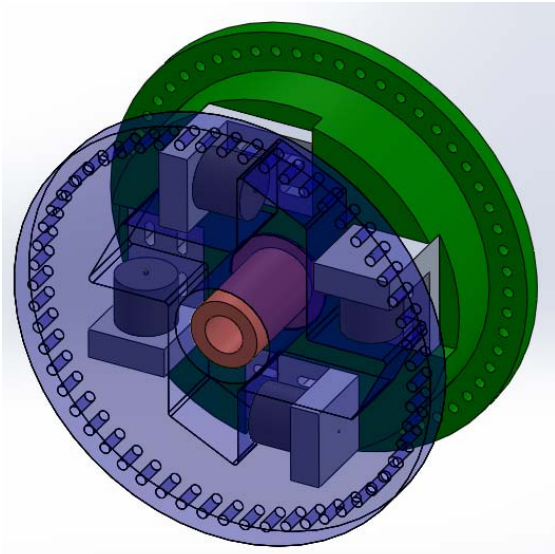


Figura 5.1. SFP originalmente diseñado

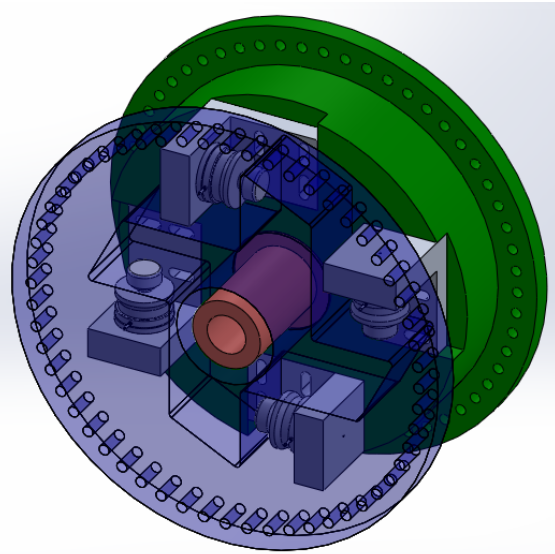


Figura 5.2. SFP con transductores de HBM, soportes adaptados

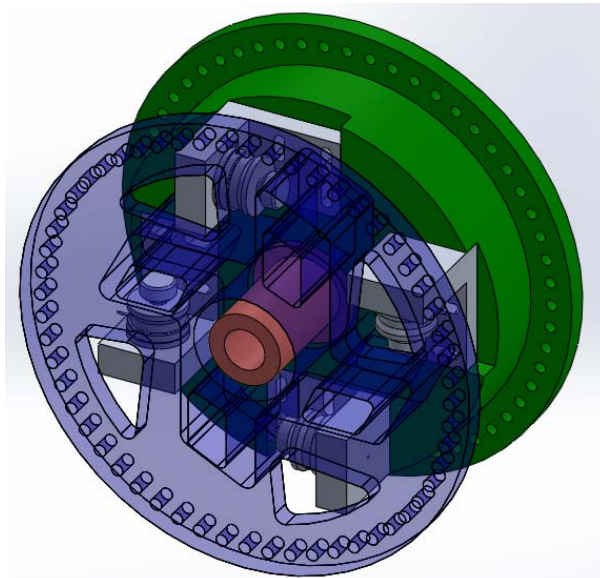


Figura 5.3. SFP con los nuevos transductores de HBM y el brazo optimizado

Al tener el transductor definitivo dimensiones inferiores a las del originalmente planteado (Figura 5.4), fue necesario adaptar los soportes de los transductores y, en consecuencia, la brida de entrada, en la que los soportes y sus transductores irían alojados. .

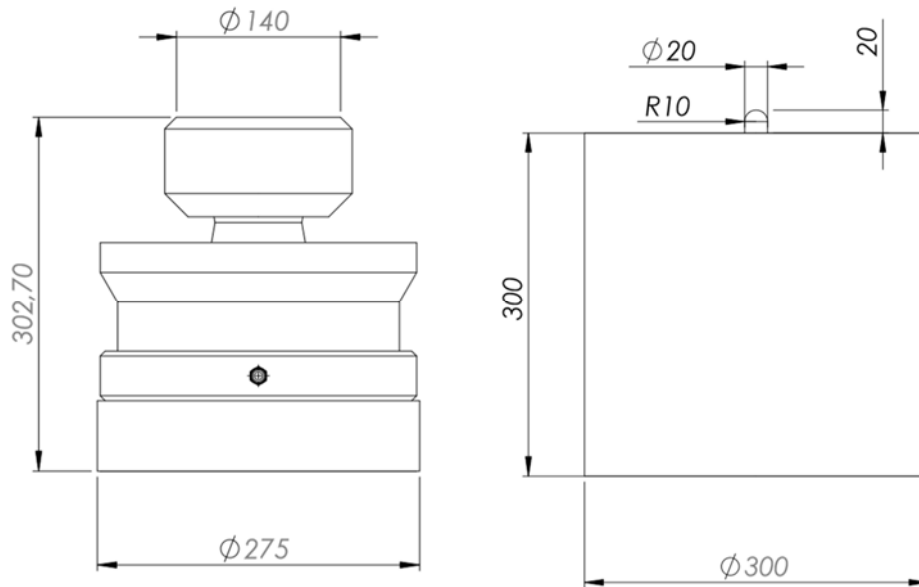


Figura 5.4. Comparativa entre el transductor comercial seleccionado (izquierda) y el originalmente empleado en el diseño preliminar del SFP (derecha)

Gracias a la selección de un transductor de menor tamaño, se pudo reducir las dimensiones del soporte (Figura 5.5), lo que se tradujo en una pieza de menor tamaño, consiguiendo una ligera reducción de su masa (soporte original: 119,065 kg, soporte adaptado: 115,026 kg).

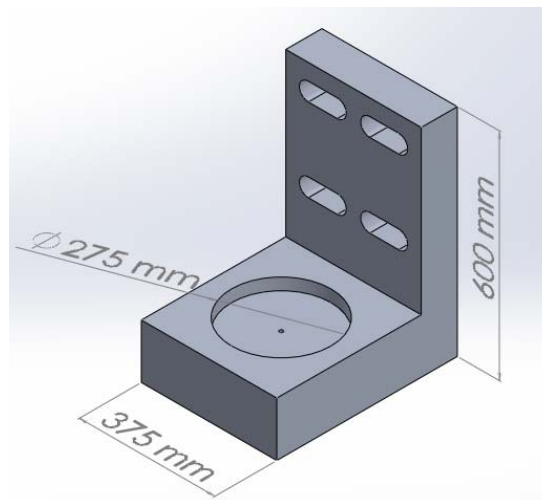


Figura 5.5. Soporte adaptado al transductor comercial seleccionado

En la brida de entrada finalmente solo fue necesario variar la posición de los agujeros en los que se anclarían los soportes (Figura 5.6)

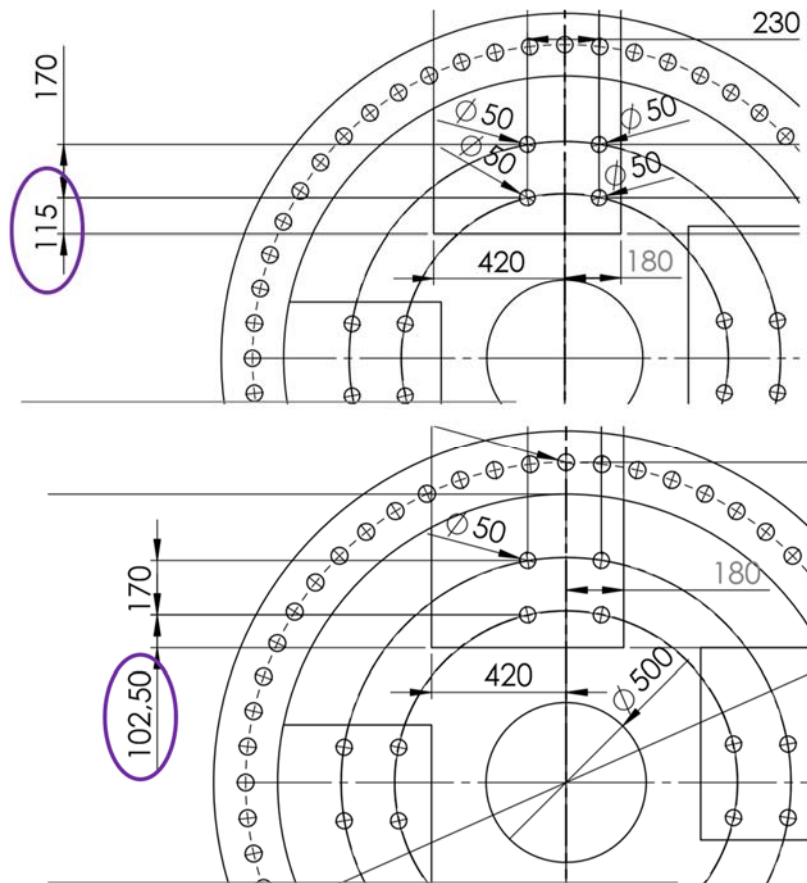


Figura 5.6. Variación de la posición de los agujeros para los soportes

Al incluir el transductor de HBM en el sistema, se observó que era necesario orientar correctamente la junta para el conexionado de cables, de modo que el acceso fuera más cómodo y que no hubiera interferencias con los elementos adyacentes Figura 5.7.

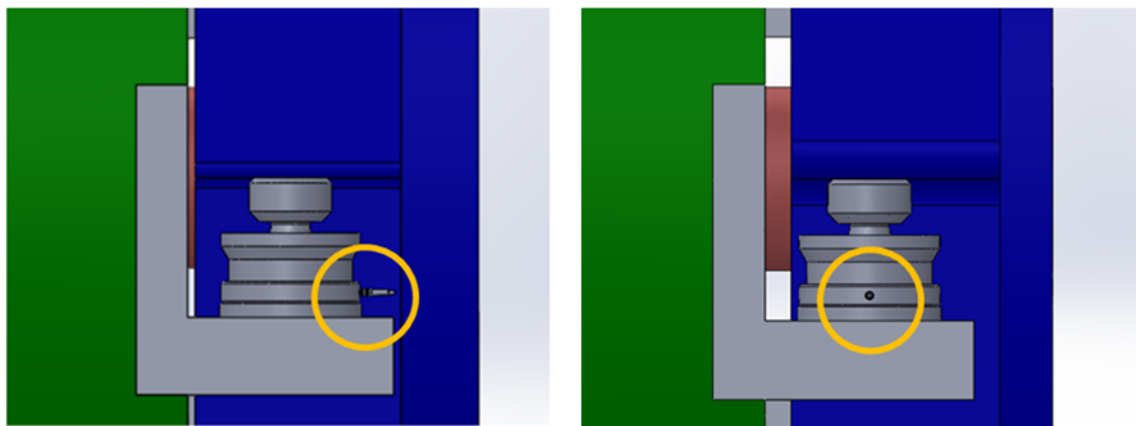


Figura 5.7. Variación de la posición de salida de las conexiones del transductor

Como se describió en el capítulo anterior, entre las modificaciones efectuadas en el brazo se incluyó una reducción del espesor de la brida, que pasó de 150 mm a 100 mm. Tras esta reducción, al efectuar el montaje del brazo sobre el soporte interno con las mismas condiciones que en el sistema original se observó que crecía la separación entre ambos extremos bridados. Además, el transductor hacía contacto mucho más cerca de la cara interna del brazo. Esto podría provocar mayores deformaciones en el brazo durante la operación.

Por todo esto, se decidió que debía reducirse la longitud total del soporte interno. Esta modificación no solo resuelve la situación comentada, sino que además serviría para reducir su masa, beneficiando así al sistema.

Por otro lado, una vez adaptado los soportes y la brida de entrada a las nuevas dimensiones de los transductores, se observó que el ancho de la brida de entrada podía reducirse, lo cual ayudaría a la reducción de peso del sistema completo. Se decidió por lo tanto modificar conjuntamente la brida de entrada y el soporte interno para optimizar el peso y el montaje del sistema completo.

5.1.2. Optimización de las componentes adicionales del patrón de transferencia

Tras integrar los nuevos componentes (brazo y transductor) se decidió mejorar el montaje reduciendo no solo la masa total del SFP, sino también su ancho. Como ya se comentó en el anteriormente, existen muchas configuraciones diferentes de bancos de ensayos, con distintos tamaños y posibilidades de configuración. Sin embargo, guiándonos por los consejos de los operadores de los bancos de ensayo involucrados en la investigación se decidió intentar reducir el ancho total del sistema, facilitando de este modo su integración en el banco.

Las principales componentes relacionadas con la medida del ancho del sistema eran la brida de entrada, la brida de salida (brazo) y el soporte interno. Dado que el brazo ya había sido previamente estudiado y optimizado, se decidió efectuar las mejoras necesarias a la brida de entrada y al soporte interno. A continuación se describen las modificaciones efectuadas y sus resultados.

Cabe señalar que la integración de los rodamientos se hizo posteriormente. El programa empleado permite establecer relaciones o conectores de tipo “rodamiento” entre dos piezas. Tales conectores actúan como si existiera un rodamiento ideal (no deformable y capaz de aguantar cualquier carga) entre las componentes seleccionadas. Se decidió mantener este conector virtual para los estudios siguientes, dado que se perseguía optimizar el peso de otras componentes y ver posibles aumentos de la tensión y la deformación en esas componentes concretas, no prestando atención en esta etapa a la respuesta del SFP completo. Una vez acabado el proceso de optimización de las componentes individuales se procedió a estudiar los rodamientos a incluir.

5.1.2.1. Estudio preliminar: comportamiento del transductor (CAD del fabricante)

Como se ha comentado inicialmente, el fabricante del transductor facilita toda la información relevante del mismo, incluido un archivo CAD detallado del transductor. Sin embargo, este archivo CAD no es nativo del programa empleado durante la investigación (Solidworks) y había dudas sobre su comportamiento durante las simulaciones.

Se realizó una prueba preliminar en la que se empleaba el CAD del fabricante y se procedió a estudiar su comportamiento mediante la herramienta de simulación. Se integró también la versión optimizada del brazo. El resto de las componentes correspondían a la versión original del SFP (Figura 5.8).

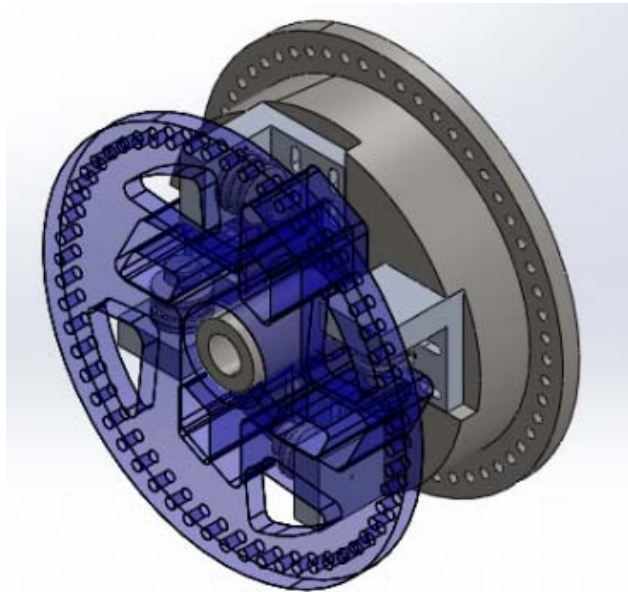


Figura 5.8. SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados

El material del transductor forma parte del know-how del fabricante y suele tratarse de aleaciones únicas, con buenas propiedades mecánicas y térmicas. Como aproximación se decidió emplear el mismo tipo de aleación que había sido seleccionada para el resto de componentes.

Los resultados numéricos de la simulación mostraron unos valores de tensión muy elevados (1919,156 MPa), los cuales superaban incluso el límite elástico del material (1050 MPa).

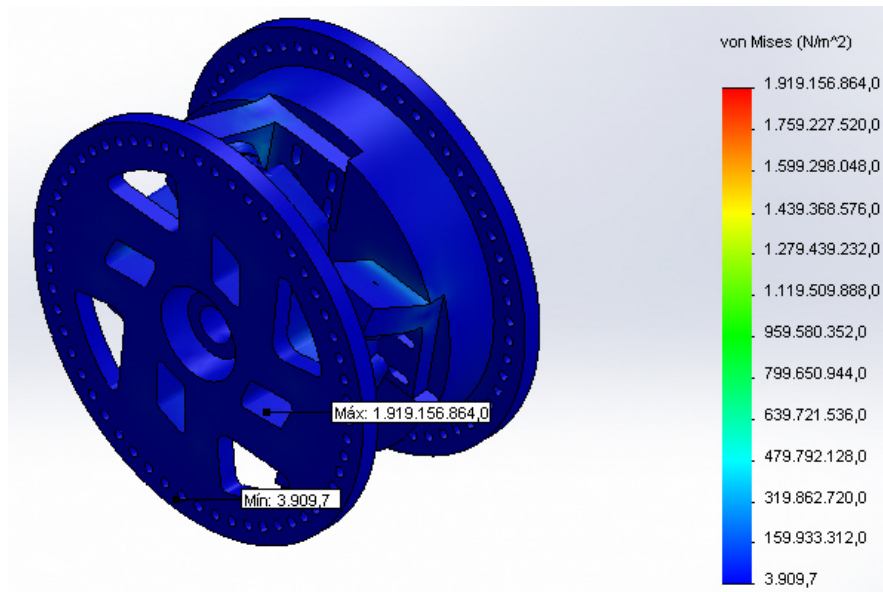


Figura 5.9. Tensión de von Mises: Estudio FEM del SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados

Sin embargo, al observar la representación gráfica del sistema (Figura 5.9), la cual muestra la distribución de tensiones empleando una escala cromática, no se apreciaba dónde tenían lugar estos valores tan elevados. Además, en la imagen deformada del sistema parecía observarse una deformación extrema del transductor. Para confirmarlo se hicieron estudios separados de tensión: los transductores por un lado (Figura 5.10) y el resto del sistema por otro (Figura 5.11).

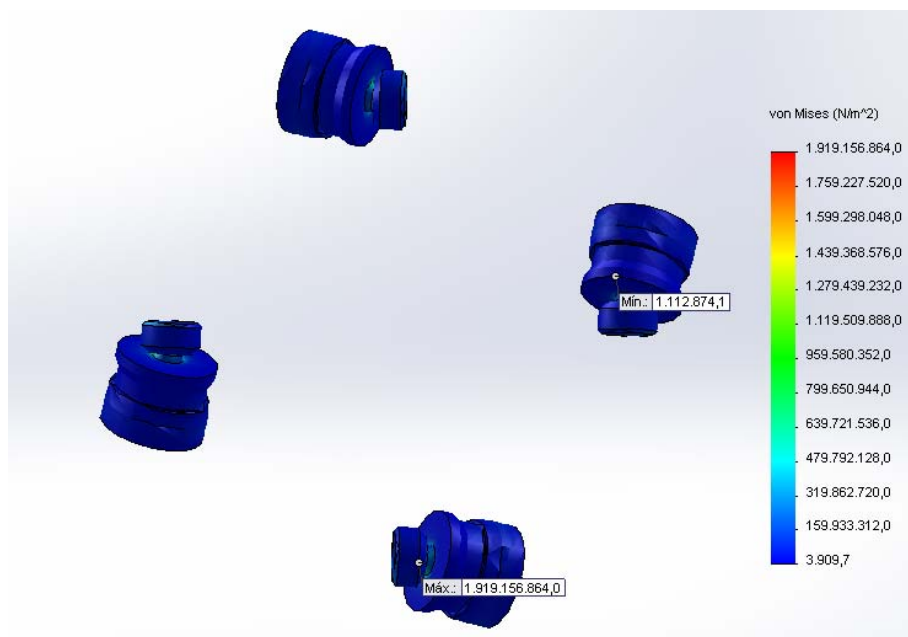


Figura 5.10. Tensión de von Mises en los transductores (resultado del "Estudio FEM del SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados")

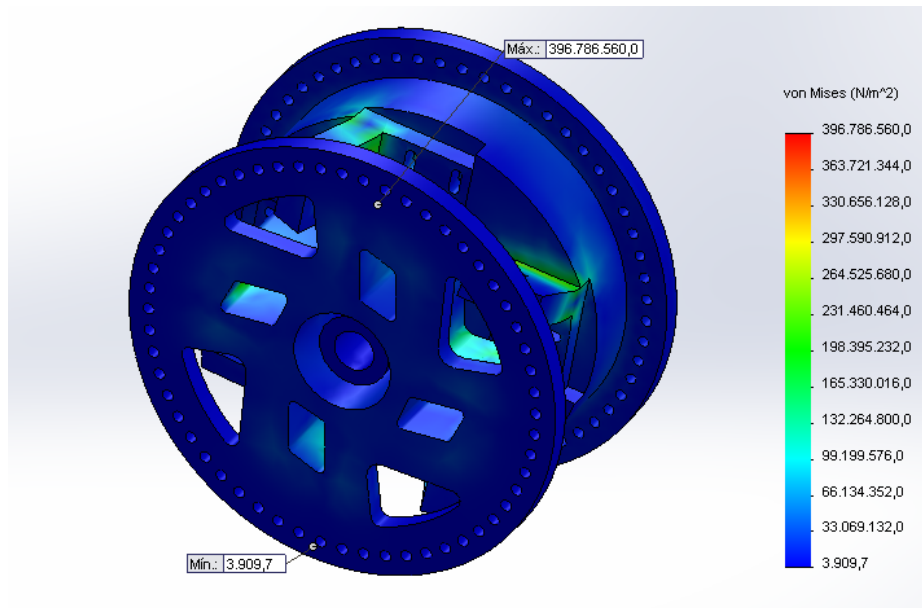


Figura 5.11. Tensión de von Mises en el resto del SFP, omitiendo las tensiones en los transductores (resultado del “Estudio FEM del SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados”)

De este modo quedó claro que la tensión máxima ocurría únicamente en el transductor, en el punto de unión entre la unión del cojinete de carga y el cuerpo del transductor. Esta geometría tiene una variación de espesor muy acusada, por lo que podría ser el motivo por el que el transductor es sensible a la deformación. Por el contrario, los valores de tensión del resto de componentes (no comerciales) se mantenían muy bajos, no superando la máxima tensión admitida (735 MPa teniendo en cuenta el coeficiente de seguridad del 30 %).

Se planteó la posibilidad de que las fuerzas soportadas en el transductor fueran superiores a las previstas. Para descartarlo se analizaron las fuerzas resultantes (tanto la fuerza en la dirección de la medición como las fuerzas laterales) en la cara de contacto entre el brazo y uno de los transductores, como se muestra en la Figura 5.12. Se observó que la fuerza en la dirección de medición (“axial” - normal a la cara del transductor, “ F_x ” en la imagen) era de 2,59 MN, es decir, inferior a la nominal del transductor (5 MN), por lo que el transductor seleccionado era capaz de soportar las cargas generadas durante la operación. Se confirmó así que el transductor seleccionado era correcto, no siendo el causante de la acusada tensión obtenida en los estudios FEM.

Cabe señalar que la fuerza de reacción teórica esperada para el transductor seleccionado era de 2,675 MN, tal y como se calculó en capítulos anteriores. El valor hallado es ligeramente inferior; esto se debe a la disposición de los transductores y la rotación del sistema. Debido al peso de las distintas componentes y la presencia de cargas parásitas aparecerán una serie de pérdidas, alguna de ellas traducidas en momentos flectores en los transductores. Éstas variaciones son la causa de la diferencia entre valor teórico y reacción obtenida, y fueron estudiadas en detalle más adelante en la investigación.

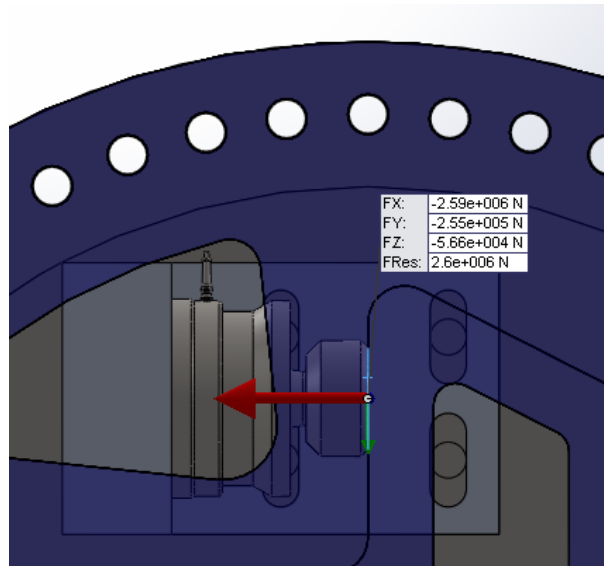


Figura 5.12. Fuerza de reacción en el transductor. (resultado del “Estudio FEM del SFP incluyendo el brazo optimizado y los transductores comerciales seleccionados”)

Se estudiaron así mismo las fuerzas laterales. Atendiendo a las especificaciones técnicas del fabricante, la máxima fuerza lateral soportada por el transductor depende de la fuerza durante la medición y la capacidad nominal del transductor (F_z y F_{nom} según la especificación, Figura 5.13)

$0.27 \cdot F_{nom}; \text{ (to } F_z \leq 0.5 \cdot F_{nom}\text{)}$ $0.45 \cdot (F_{nom} - 0.8 \cdot F_z); \text{ (for } F_z > 0.5 \cdot F_{nom}\text{)}$ <p>(F_z = force in direction of measurement)</p>

Figura 5.13. Fuerzas laterales soportadas por el transductor según su fabricante

Para determinar la fórmula a aplicar se calculó llevó a cabo el cálculo requerido (5.1)

$$0,5 \cdot F_{nom} = 0,5 \cdot 5 \text{ MN} = 2,5 \text{ MN} \quad 5.1$$

Se aplica la segunda de las ecuaciones facilitadas por el fabricante para determinar la máxima fuerza lateral admitida (5.2):

$$0,45 \cdot (5 \text{ MN} - 0,8 \cdot 2,59 \text{ MN}) = 1,3176 \text{ MN} \quad 5.2$$

Las fuerzas laterales presentes en el transductor durante la simulación fueron de 0,255 MN y 0,0566 MN. En cualquier caso, ambas inferiores a la máxima fuerza lateral admisible establecida por el fabricante.

A la vista de los resultados, se concluyó que el problema era la geometría del CAD del fabricante, elaborado con un programa desconocido e importado de manera directa al software empleado en esta investigación. Se decidió por tanto sustituir el CAD del fabricante, rehaciendo el diseño según los planos y el archivo CAD originales. Se optó por una versión ligeramente simplificada del mismo, con las mismas dimensiones principales (altura, diámetro, ...), omitiendo las grandes variaciones de espesor en las zonas de unión de sus componentes. De este modo se pretendía reducir las tensiones presentes en el ensayo, debidas a la mala conversión del archivo CAD importado, permitiendo así analizar el SFP completo. Este transductor simplificado fue creado con el mismo software que el resto de elementos (Figura 5.14), y sería refinado en etapas posteriores, con el fin de emplear un diseño válido lo más fiel posible al transductor real.

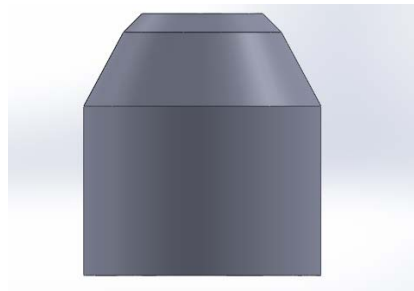


Figura 5.14. Versión simplificada del transductor comercial

Como muestra la Figura 5.14, esta versión simplificada no contaba prácticamente con ninguno de los detalles constructivos del transductor, y solo respetaba las dimensiones más relevantes para el montaje. Esta versión sería empleada únicamente como sustituto durante las siguientes pruebas, en las que se modificarían el soporte interno y la brida de entrada del SFP. Una vez optimizados, se estudió y mejoró la versión simplificada del transductor para representar de manera más fidedigna su apariencia y características.

5.1.2.2. Optimización del soporte interno y la brida de entrada

Como ya se ha comentado, el primer paso era adaptar la longitud del soporte interno. Paralelamente, se observó que el ancho total de la brida de entrada en la zona de montaje de los soportes de los transductores era muy elevado (Zona marcada como “Zona de montaje de los soportes” en la Figura 5.15. Corte de sección: Ancho total de la pieza). Este ancho se diseñó inicialmente con dimensiones similares a las del brazo, de tal modo que ambas bridas tuvieran dimensiones similares y el sistema quedara más equilibrado.

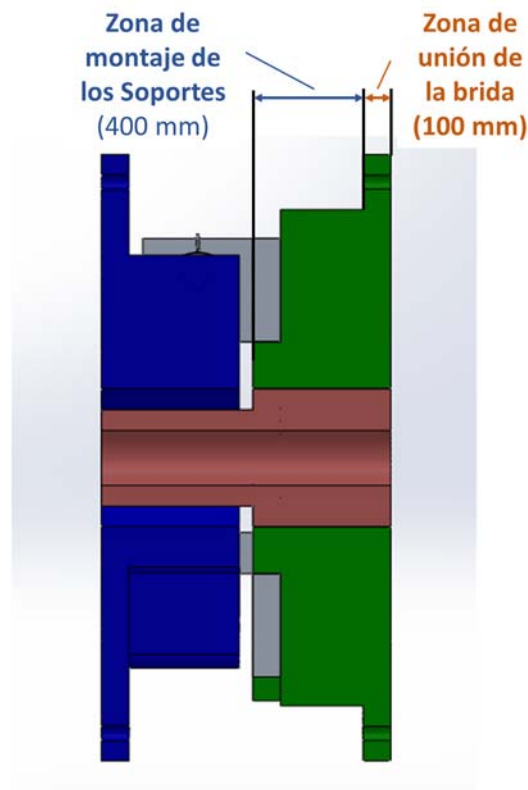


Figura 5.15. Corte de sección: Ancho total de la pieza

Con el fin de minimizar el efecto de algunos factores de influencia (fuerza centrífuga, etc.) a la par que se disminuye el ancho total del sistema, se decidió reducir el ancho de la brida de entrada en esta zona. Las dimensiones originales para la “Zona de montaje de los soportes” y la “Zona de unión de la brida” eran de 400 mm y 100 mm respectivamente.

1. Ancho de la brida de entrada: Bajada de 500 mm a 250 mm.

El ancho inicial de la “Zona de montaje de los soportes” era de 400 mm. Se llevó a cabo una reducción de 150 mm, dejando una valor final de 250 mm (Figura 5.16). El ancho total de la pieza, incluyendo la zona de los taladros (marcada como “Zona de unión de la brida” en la Figura 5.1) de la brida pasó a ser de 350 mm (originalmente eran 500 mm).

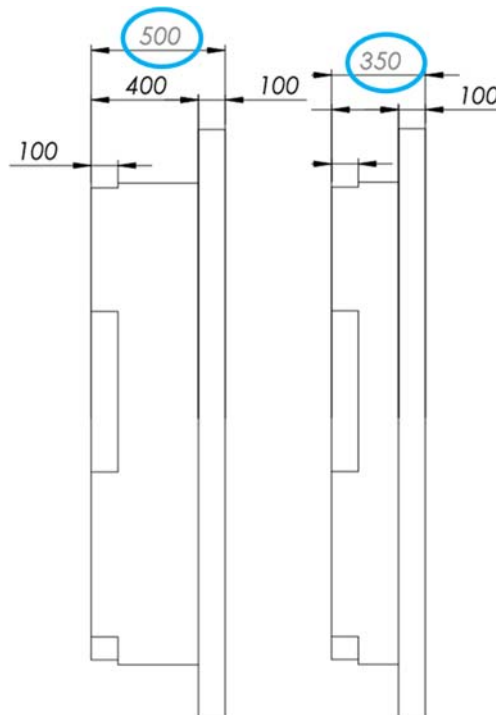


Figura 5.16. Modificaciones en la “Zona de montaje de los soportes” de la Brida de entrada: Caso original (500 mm ancho total) y primera reducción (350 mm ancho)

En consecuencia, el ancho total de la Brida de entrada cambió, por lo que fue necesario adaptar también la longitud del soporte interno. La zona sobre la que se montaba la brida de entrada pasó a medir 350 mm en lugar de los 500 originales (Figura 5.17).

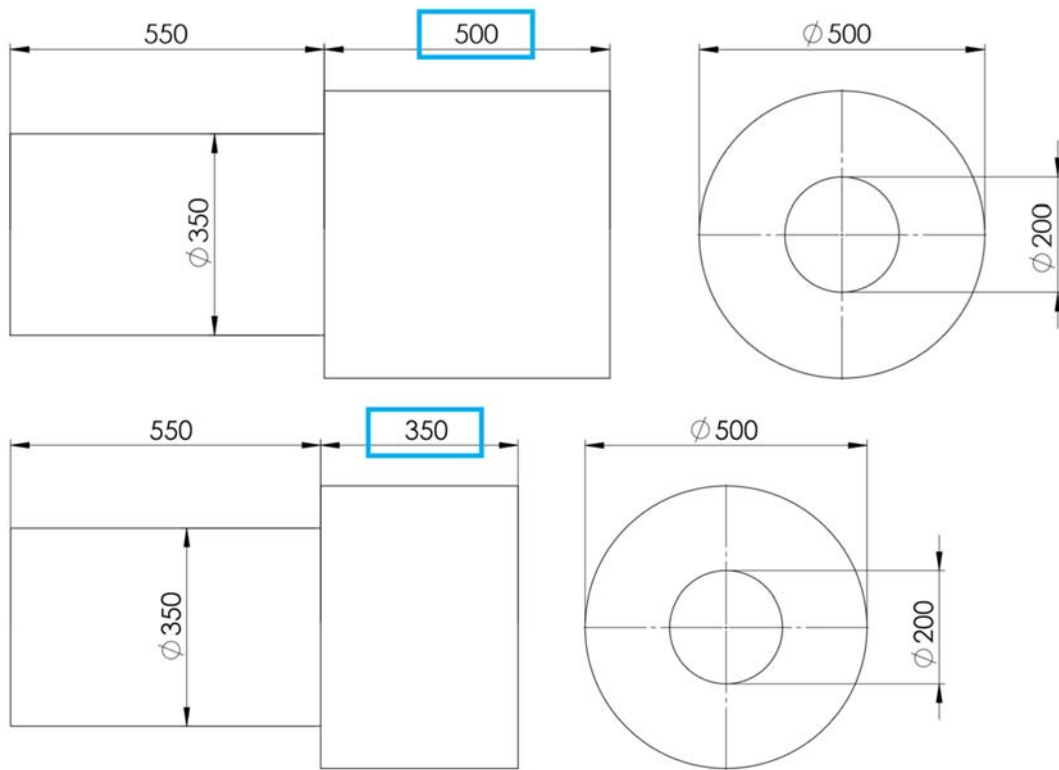


Figura 5.17. Modificaciones en la longitud del Soporte Interno: Caso original (500 mm) y primera reducción (350 mm)

Tras adaptar el diseño, se procedió a su simulación mediante elementos finitos. Se comprobó que se había reducido el peso del sistema en 2940,53 kg respecto de la versión anterior, pasando el SFP a tener una masa total de 12210 kg aproximadamente (respecto de los 15050 kg anteriores), lo cual supone una gran mejora en cuanto a la minimización del efecto de influencias. Además del peso, se analizaron las tensiones de von Mises resultantes en ambos elementos:

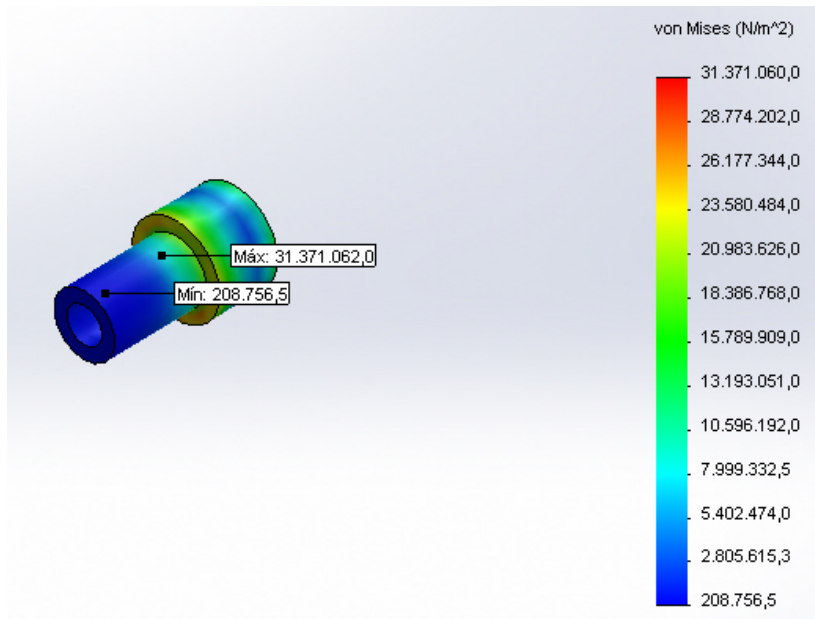


Figura 5.18. Tensión de von Mises presente en el Soporte Interno (estudio del SFP completo, empleando transductor simplificado e incluyendo las nuevas versiones del Soporte interno y la brida de entrada)

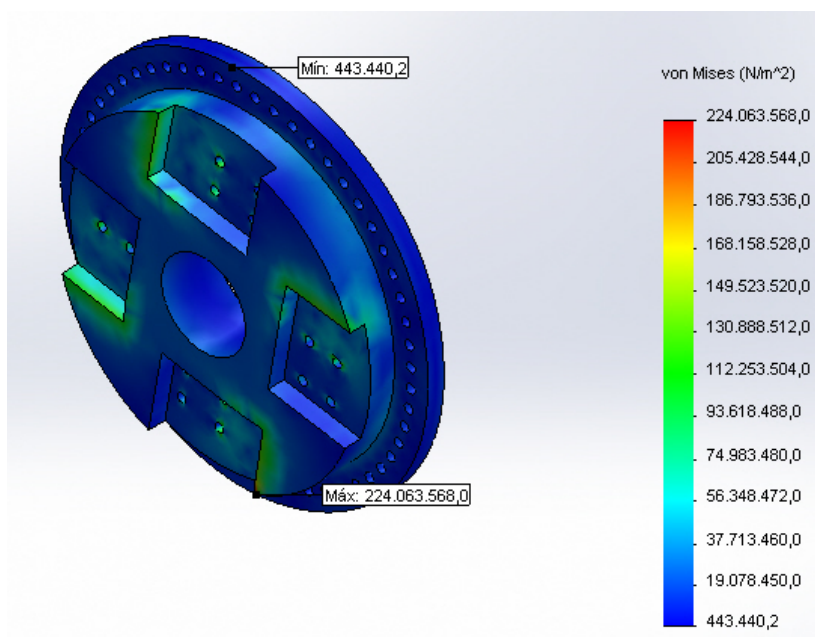


Figura 5.19. Tensión de von Mises presente en la Brida de Entrada (estudio del SFP completo, empleando transductor simplificado e incluyendo las nuevas versiones del Soporte interno y la brida de entrada)

Los resultados muestran que la tensión máxima en ambos componentes es muy baja (Figura 5.18 y Figura 5.19) y no se observan grandes concentraciones de tensiones alarmantes. Si además se observa el comportamiento del sistema completo (Figura 5.20), se aprecia que la máxima tensión no alcanza el límite de seguridad establecido para el diseño (735 MPa). Además, dicha tensión aparece en los transductores, elementos más pequeños en relación al resto y que sufren los mayores esfuerzos en la transmisión del par (Figura 5.21).

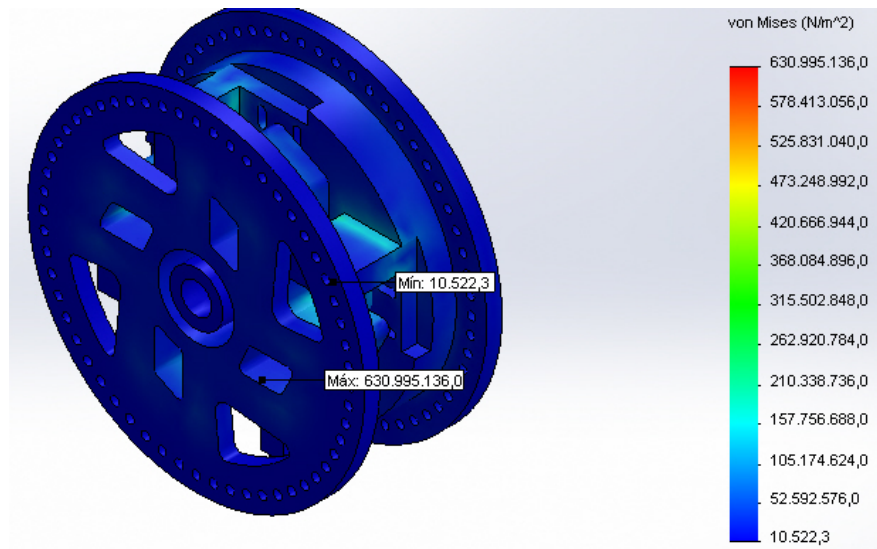


Figura 5.20. Tensiones de von Mises en el SFP completo, incluyendo las nuevas versiones de la Brida de Entrada y el Soporte Interno (transductor simplificado)

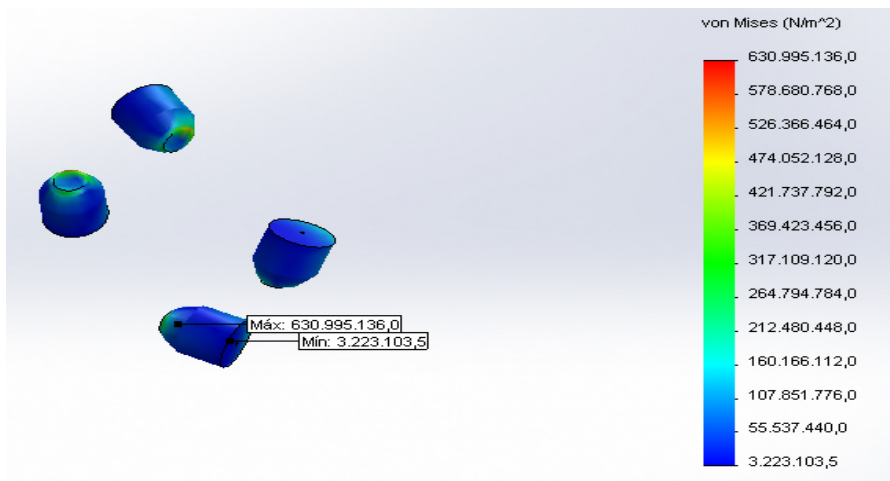


Figura 5.21. Tensiones de von Mises en los transductores (simplificados), incluyendo las nuevas versiones de la Brida de Entrada y el Soporte Interno (transductor simplificado)

A la luz de los buenos resultados obtenidos, se decidió llevar a cabo una nueva reducción de dimensiones, con el objetivo de reducir aún más el peso total del sistema.

2. Ancho de la brida de entrada: Bajada de 250 mm a 150 mm.

Se modificó el diseño de la brida de entrada, pasando la zona de montaje de los transductores a tener un espesor de 150 mm. El ancho total pasó a ser de 250 mm (Figura 5.22).

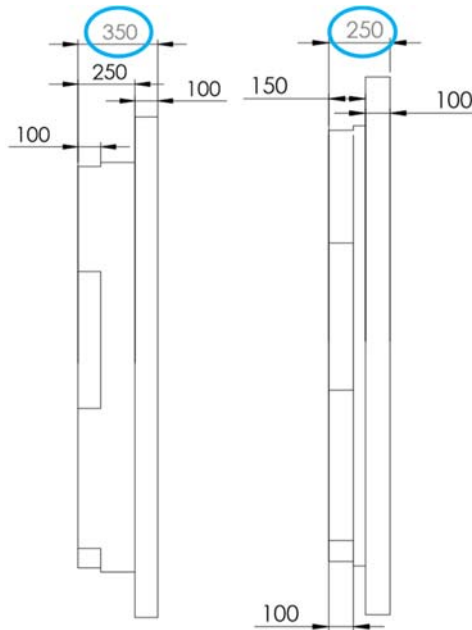


Figura 5.22. Modificaciones en la “Zona de montaje de los soportes” de la Brida de entrada: Caso anterior (350 mm ancho total) y segunda modificación (250 mm ancho total)

De manera acorde, se adaptó la zona del soporte interno en contacto con la brida de entrada (Figura 5.23).

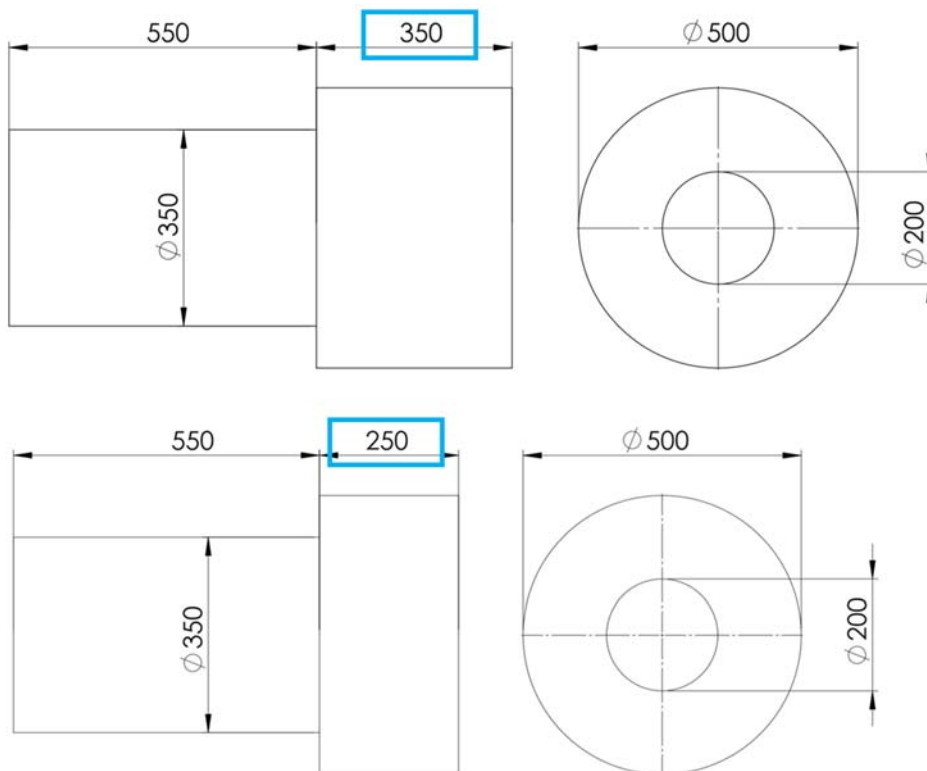


Figura 5.23. Modificaciones en la longitud del Soporte Interno: Caso anterior (350 mm) y segunda modificación (250 mm)

El peso total del sistema se vio reducido en 1960,35 kg. En esta ocasión, al analizar las posibles variaciones de la tensión de von Mises se observó un ligero aumento de la tensión mínima, de tal modo que la distribución de tensiones era más uniforme en ambos componentes

(Figura 5.24 y Figura 5.25). Sin embargo, los valores máximos se mantuvieron estables o incluso se redujeron el caso de la brida de entrada (171,83 MPa frente a los 224,063 MPa del caso anterior), por lo que se consideró que la se aceptó la nueva modificación. La tensión máxima si aumentó ligeramente en el soporte interno, pero el valor sigue siendo muy lejano del máximo admisible (47 MPa frente al límite de 735 MPa)

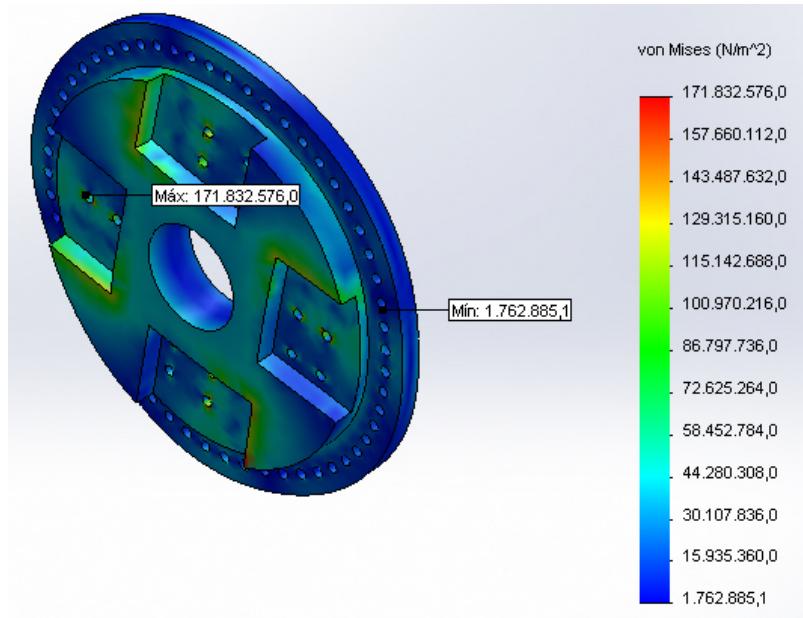


Figura 5.24. Tensión de von Mises presente en la Brida de Entrada (estudio del SFP completo, empleando transductor simplificado e incluyendo las nuevas versiones del Soporte interno y la brida de entrada)

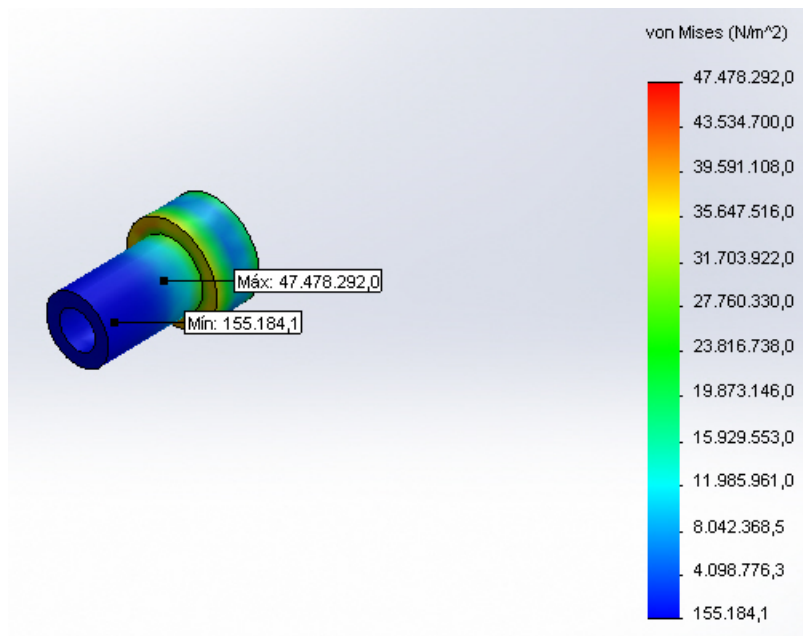


Figura 5.25. Tensión de von Mises presente en el Soporte Interno (estudio del SFP completo, empleando transductor simplificado e incluyendo las nuevas versiones del Soporte interno y la brida de entrada)

Dada la necesidad de un cierto espesor de la brida de entrada para poder montar los soportes de los transductores en ella no era posible continuar reduciendo su tamaño, quedando finalmente el actual como diseño óptimo de la brida.

En el caso del soporte interno aún podrían ser necesarias ligeras modificaciones de cara a integrar los rodamientos comerciales en el sistema.

5.1.3. Selección e integración de rodamientos

Una vez modificados los componentes originales y comprobada su estabilidad ante situaciones de carga se procedió a seleccionar los rodamientos a emplear en el SFP. Como se ha comentado, hasta ahora los estudios se habían realizado sin incluir rodamientos reales. En su lugar se había empleado la herramienta de “Contacto de rodamiento”. Esta herramienta permite especificar un contacto entre dos piezas que equivale a la existencia de un rodamiento de características ideales (sin deformación, capaz de soportar cualquier carga, etc.).

Este “rodamiento virtual” (Figura 5.26) provocaba que no hubiera desplazamientos lineales entre las piezas conectadas, en este caso, el soporte interno y el brazo/brida de salida, concéntricas entre sí. El único grado de libertad que permite este tipo de conector era la rotación de una pieza respecto a la otra.

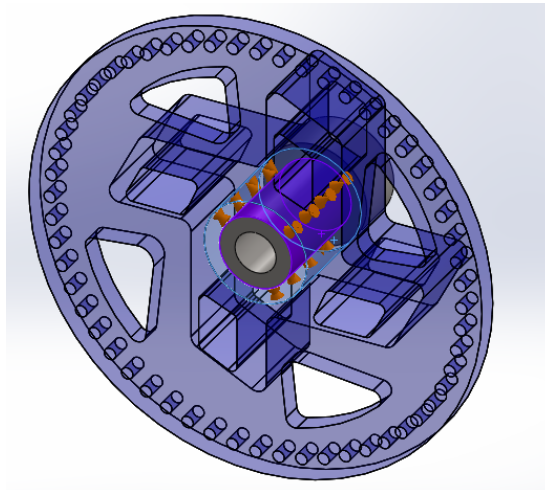


Figura 5.26. Vista del “rodamiento virtual” aplicado al SFP (en naranja)

Se estudiaron rodamientos comerciales, por su fiabilidad y bajo coste. Concretamente, se pensó en rodamientos de dos tipos, ambos muy extendidos en varios tipos de industrias: rodamientos rígidos de bolas y rodamientos de rodillos cónicos. Los rodamientos de bolas son capaces de soportar altas cargas radiales, aunque también combinaciones de carga axial y radial; incluso, con un diseño adecuado, son capaces de soportar cargas debidas a desalineamientos entre componentes. Por otro lado, los rodamientos de rodillos también son capaces de soportar combinaciones de cargas axiales y radiales de valor elevado (Harris & Kotzalas, 2007). Además, para favorecer la distribución de la carga se decidió emplear dos rodamientos, uno en cada extremo de la zona de contacto entre soporte y brazo.

Para integrar los rodamientos en el SFP era necesario obtener el CAD del mismo. La mayoría de los fabricantes de rodamientos ponen a disposición de sus clientes los archivos CAD de los distintos modelos de su catálogo. Sin embargo, al igual que ocurría con el CAD del transductor facilitado por su proveedor, puede haber problemas en la adaptación al software empleado.

Solidworks pone a disposición de sus usuarios una librería de elementos comerciales tales como tornillos o tuercas, llamada Toolbox. En esta librería es posible encontrar también

rodamientos de determinados tipos, clasificados según normas o según catálogos de fabricantes. En concreto, cuentan con una amplia variedad de rodamientos provenientes del catálogo del fabricante SKF (Figura 5.27), uno de los principales proveedores de rodamientos. Se decidió por lo tanto, emplear rodamientos de la marca SKF, dado que al contar con ellos dentro de la librería nativa del software su integración estaba garantizada.

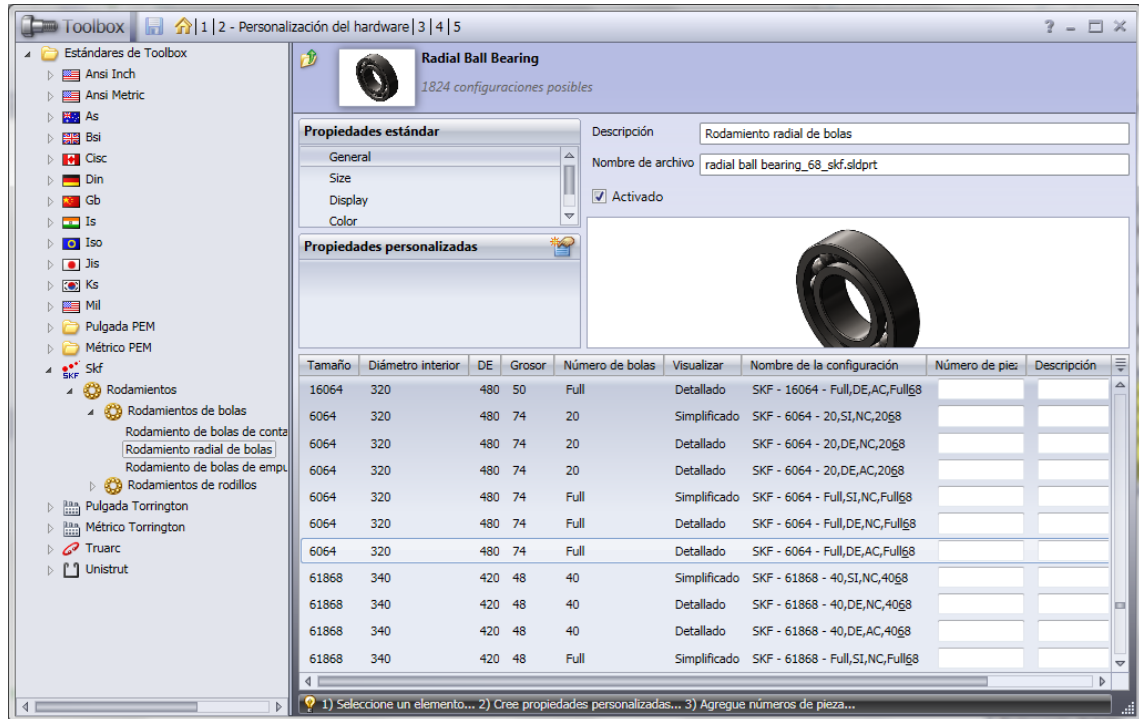


Figura 5.27. Sistema de importación y selección de rodamientos (Solidworks)

El único inconveniente de esta elección era encontrar rodamientos del tipo deseado que se ajustaran a las dimensiones del sistema; concretamente, al espacio entre soporte interno y brazo/brida de salida (en la Figura 5.28 puede verse un ejemplo del montaje de un rodamiento entre ambas partes).

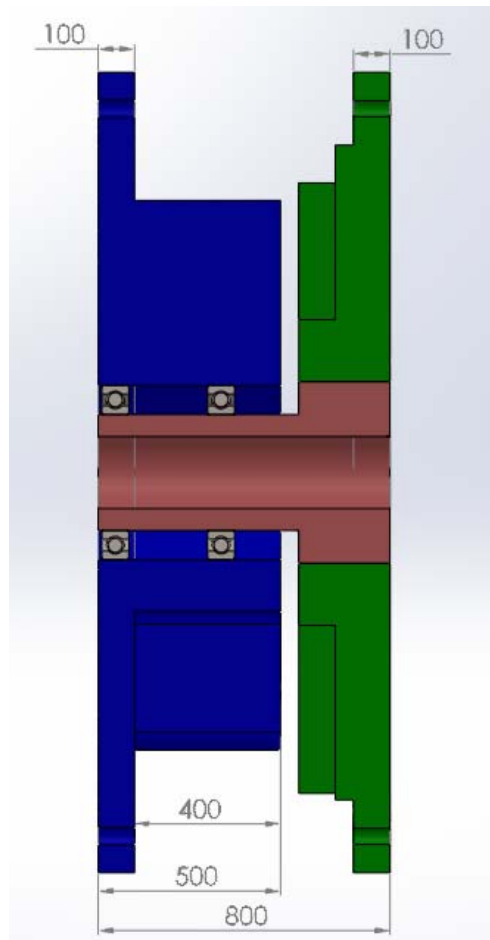


Figura 5.28. Ejemplo de pareja de rodamientos instalado en el SFP

El soporte interno alcanzado en el proceso de optimización tenía un diámetro exterior de 350 mm en la zona de unión al brazo, mientras que el agujero interior del brazo tenía un diámetro de 500 mm (Figura 5.29, Figura 5.30). Se buscaron rodamientos con dimensiones lo más parecidas posibles, adaptando de ser necesario los diámetros del eje (soporte interno) y el agujero (brazo/brida de salida) a posteriori.

Finalmente, tras buscar entre los modelos disponibles en la librería, se encontraron dos modelos que cumplieran con las dimensiones aproximadas requeridas: el rodamiento rígido de bolas SKF 6064 y el rodamiento de rodillos cónicos de una hilera SKF 32064. Los dos modelos tenían tamaños similares a los diámetros del soporte interno y el brazo/brida de salida. De hecho, ambos rodamientos tenían las mismas dimensiones de montaje respecto al eje (soporte interno) y el agujero (brazo): diámetro interior (“Diámetro interior” en la Figura 5.27) de 320 mm y diámetro exterior (“DE” en la Figura 5.27) de 480 mm.

Por lo tanto, para poder emplear una de estas dos opciones, fue necesario adaptar el SFP al diámetro interior y exterior de estos rodamientos. Las piezas a modificar fueron el soporte interno (Figura 5.30) y el brazo/brida de salida (Figura 5.29).

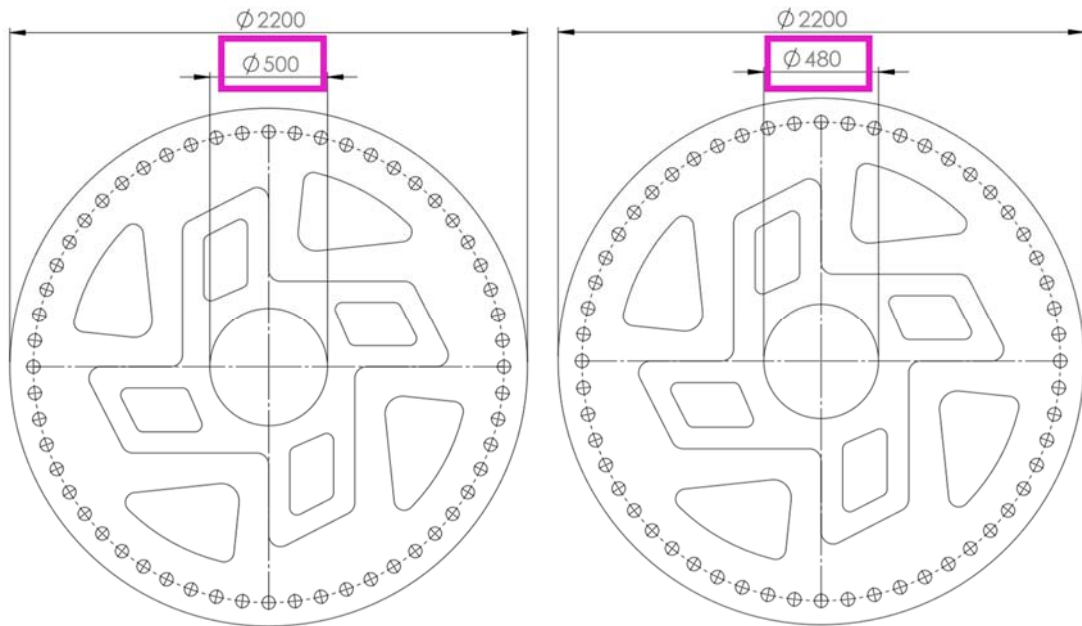


Figura 5.29. Adaptación del brazo/brida de entrada a las dimensiones de los rodamientos seleccionados

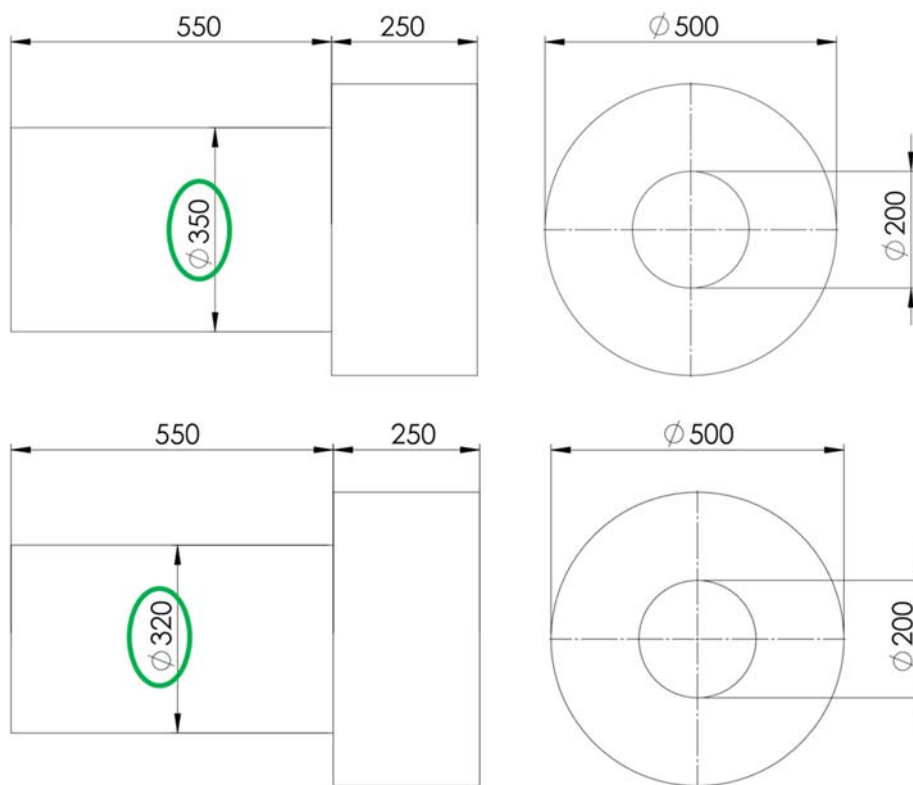


Figura 5.30. Adaptación del soporte interno a las dimensiones de los rodamientos seleccionados

Tras efectuar las modificaciones necesarias, se procedió a evaluar el comportamiento del sistema mediante simulación por elementos finitos, incluyendo los rodamientos.

Previamente a la elección de uno de los dos modelos, se estudiaron las características técnicas de ambas opciones: aunque sus dimensiones fueran aptas para el SFP era necesario que el modelo seleccionado soportara las altas cargas presentes durante la operación.

Capítulo 5. Resultados de la caracterización mecánica y metrológica del patrón de transferencia

Según el fabricante, el rodamiento SKF 6064 (bolas) admite una carga básica de 540 kN, mientras que el rodamiento SKF 32064 (rodillos cónicos) puede soportar hasta 3100 kN. Aunque que el par torsor es la mayor carga durante la operación, en el rango de los MN·m, las cargas parásitas descritas en capítulos anteriores tenían valores en el rango de los kN (para las fuerzas axiales y radiales) y los kN·m (para los momentos flectores). Si bien por separado pueden no superar la carga básica admitida por los rodamientos, la combinación de varias cargas parásitas podría ser superior a lo soportado por los mismos. Llegado el caso, el SKF 32064 podría ser una elección más segura, dada su mayor capacidad. Para seleccionar finalmente el rodamiento adecuado se decidió llevar a cabo el estudio del SFP incluyendo ambas opciones.

Al igual que ocurre con los transductores, los proveedores de rodamientos no especifican el material concreto que emplean para su fabricación. Sin embargo sí están disponibles algunas de las propiedades mecánicas de los materiales empleados en las distintas componentes (aros, elementos rodantes, etc.) como el módulo elástico o la densidad, a partir de las cuales se podría asimilar a algún material conocido o crear un material definido a medida por el software atendiendo a dichas propiedades. Se observó que los aceros empleados tenían propiedades mecánicas similares a las de la aleación escogida para los componentes originales (por ejemplo: módulo de elasticidad 210 kN/mm^2), por lo que se decidió aplicar el mismo tipo de material de cara a la simulación del sistema.

Se prestó especial atención a la máxima tensión de von Mises para determinar la resistencia del rodamiento ante las cargas de operación. Los resultados de ambos estudios corroboraron lo anticipado al estudiar las características técnicas del sistema. El rodamiento de rodillos cónicos SKF 32064 obtuvo valores de tensión mucho menores, en torno a 307 MPa (Figura 5.31); por el contrario, el rodamiento SKF 6064 obtuvo valores de tensión bastante elevados (757 MPa, Figura 5.32), inferiores al límite elástico del material (1050 MPa) pero superiores a la máxima tensión admisible definida teniendo en cuenta el coeficiente de seguridad del 30 %. Por este motivo se decidió emplear el rodamiento SKF 32064.

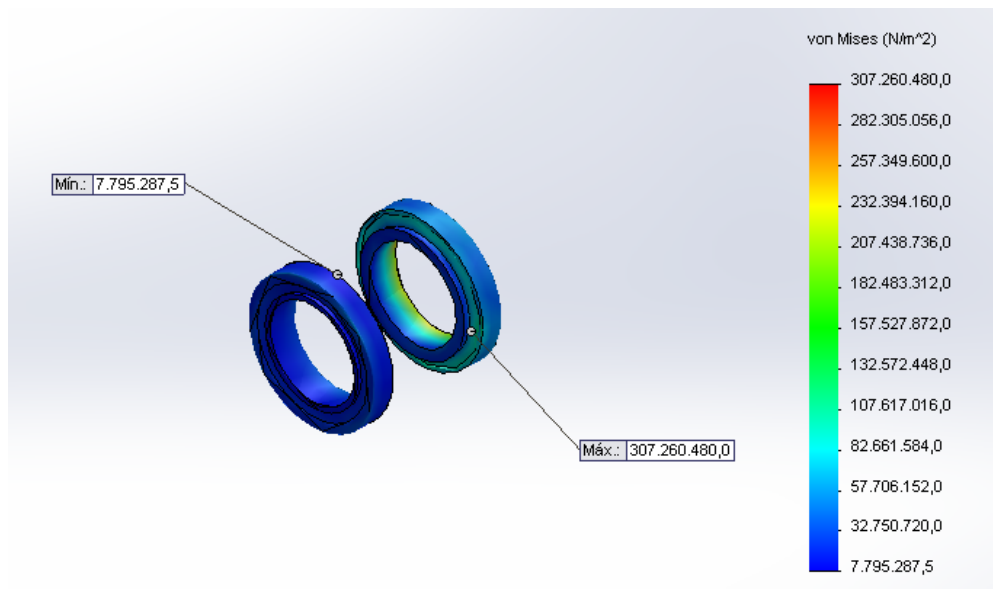


Figura 5.31. Tensión de von Mises resultante en el rodamiento SKF 32064 (estudio del SFP completo, con todas sus piezas originales adaptadas y optimizadas, transductores simplificados)

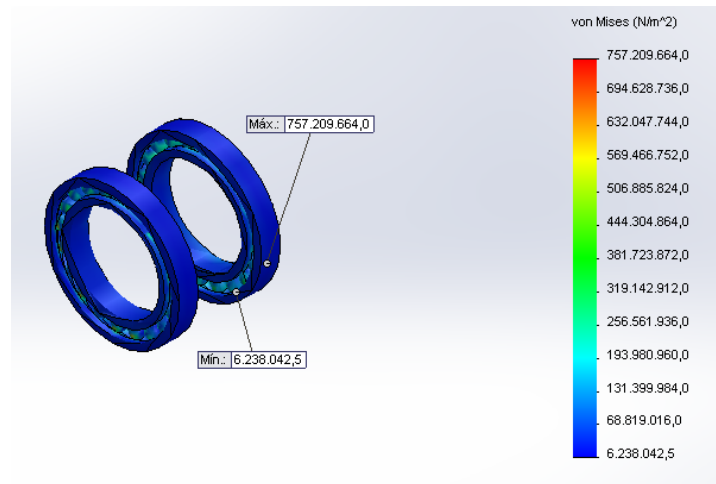


Figura 5.32. Tensión de von Mises resultante en el rodamiento SKF 6064 (estudio del SFP completo, con todas sus piezas originales adaptadas y optimizadas, transductores simplificados)

5.1.4. Adaptación de la geometría del transductor.

Como se ha comentado anteriormente, una de las componentes principales en la medición del par era el transductor fuerza, el cuál era un elemento comercial y no un diseño original. Muchos fabricantes de transductores ponen a disposición de sus clientes documentación y archivos con la información más relevante relativa al transductor. Entre otros documentos, se dispuso de los planos del modelo así como de un archivo CAD del mismo. Como ya se ha comentado anteriormente, se realizó un estudio preliminar del sistema en el que se incluyó de manera directa dicho archivo CAD en el conjunto del SFP. Los resultados mostraron que, debido a la complejidad de la geometría y a los bruscos cambios de espesor entre el cojinete de carga y la carcasa del transductor, una serie de adaptaciones fueron necesarias para asegurar la compatibilidad del archivo.

Los archivos CAD de los transductores habitualmente están más enfocados a mostrar los detalles constructivos y dimensiones de los transductores. Para ello, incluyen geometrías complejas o detalladas, como juntas, biseles, rebajes o sistemas de conexionado para el cableado del sistema. Todos estos detalles, si bien son de interés de cara a la puesta en marcha y conexionado del sistema, pueden provocar tiempos de cálculo muy elevados en los sistemas de fuerza palanca, o incluso, errores de mallado en las simulaciones.

Uno de los pasos previos más relevantes en la simulación por elementos finitos es el mallado del sistema, durante el cual se dividen todas las componentes en pequeños elementos (elementos finitos); las divisiones entre estos elementos finitos forman un entramado conocido como malla (Figura 5.33). Generalmente las simulaciones emplean mallas homogéneas calculadas y/o ajustadas de manera automática por el software. La mayoría de software de cálculo de elementos finitos permiten configurar las condiciones de la malla e incluso efectuar mallados de distinto tamaño o geometría en aquellos elementos que así lo precisen; aun así, ha de tenerse en cuenta que las modificaciones localizadas en el mallado pueden acarrear errores en las zonas de unión de distintos tipos de mallado así como incurrir en tiempos de simulación mucho más largos.

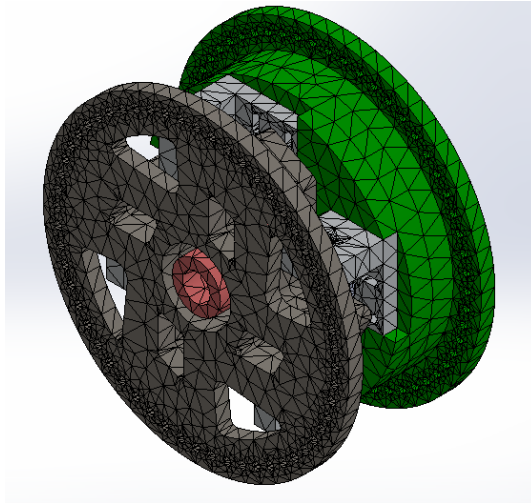


Figura 5.33. Muestra del SFP tras aplicar el mallado

Como se ha comentado, el CAD del transductor desarrollado por su fabricante (Figura 5.34) incluía detalles constructivos con geometrías muy pequeñas (chaflanes de 4x4 mm, conexiones para cables de 10 mm de diámetro, etc.). En contraposición, algunas de las piezas del sistema (InFlange, OutFlange) tenían dimensiones varios órdenes de magnitud superiores (diámetro de las bridas de entrada y salida: 2000 mm).

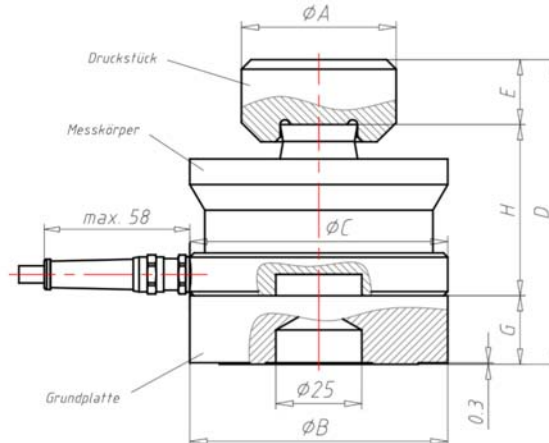


Figura 5.34. Plano facilitado por el fabricante del transductor

En caso de emplear directamente el CAD del fabricante podían darse errores en el mallado: dadas las grandes diferencias de tamaño con las componentes originales del SFP, en la malla propuesta por el software podían aparecer incompatibilidades en la división en elementos finitos del conjunto. En la Figura 5.35 se muestra un detalle del mallado de la Figura 5.33, en donde se pueden apreciar las variaciones de tamaño de los elementos finitos creadas de manera automática por el sistema. En caso de producirse, estas incompatibilidades podrían ser la causa del acusado aumento de la tensión que apareció en el estudio preliminar del SFP completo descrito anteriormente en este capítulo.

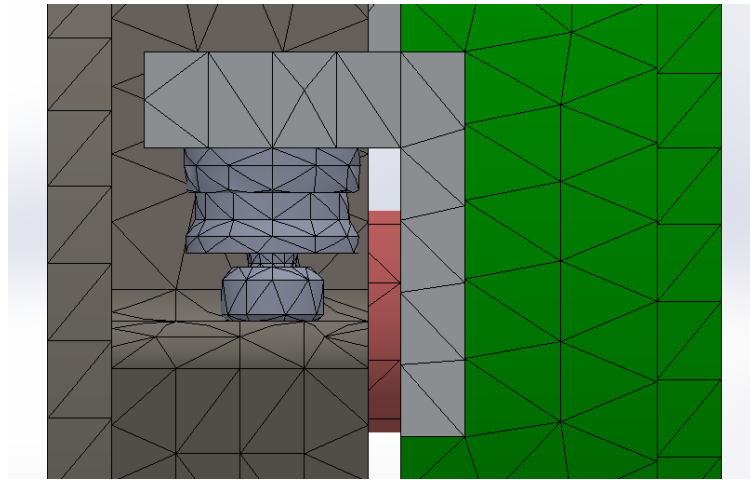


Figura 5.35. Detalle del mallado generado por el programa

Además, al tratarse de un archivo CAD importado, y no nativo del software empleado, podría verse afectada la forma de evaluar este elemento en concreto durante el proceso de cálculo efectuado por la herramienta de simulación.

Por todo lo expuesto, se decidió emplear la información disponible en el archivo CAD del fabricante y los planos para crear un nuevo archivo CAD del transductor que representara lo más fielmente posible la geometría más relevante para el elemento. Esto es, la zona de contacto con el brazo de medición y la zona central e interna del mismo, donde estaría alojado el cuerpo elástico del transductor. La parte superior del transductor, donde se produce este contacto, se denomina cojinete de carga. Es la parte encargada de transmitir la fuerza al cuerpo elástico del transductor, que es el verdadero encargado de medir la deformación.

La geometría exacta del cuerpo elástico, así como su material exacto, se desconocen, son únicos para cada fabricante. En los archivos CAD facilitados por los fabricantes no se facilita información sobre la geometría interna del transductor ni de su cuerpo elástico. Se asume que todo el transductor es un todo, siendo el cojinete de carga (zona donde se produce el contacto con la fuerza a medir) la geometría más relevante.

Dado que solo el cuerpo elástico (el cual se considera alineado con el cojinete de carga) es responsable de la medición de la fuerza (Figura 5.36, "Spherical load button"), es posible modificar la geometría de la carcasa o de la unión entre cojinete y carcasa, siempre que se respeten las dimensiones principales del cuerpo elástico (diámetro de la zona de contacto exterior). Es por ello que fue posible efectuar modificaciones de la geometría de la zona exterior de la carcasa sin que esto afectase negativamente a la simulación del transductor.

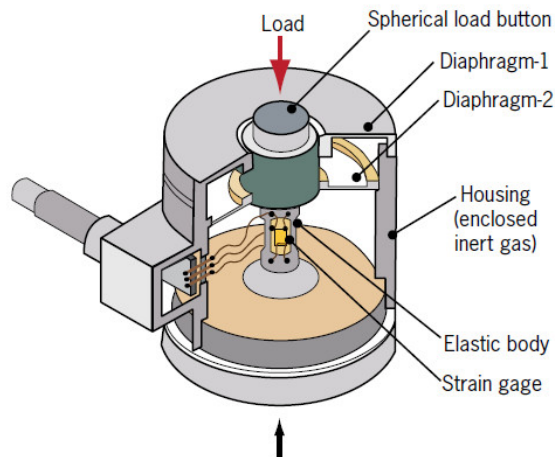


Figura 5.36. Interior de una célula de carga (imagen propiedad de TEKSCAN, sitio web)

En los estudio preliminares expuestos en las secciones anteriores se había empleado el mismo material que en el resto del sistema (1.6773 36NiCrMo16). Sin embargo, dicho material es una clase especial de acero para construcción, de especial templado e indicado para diseños de secciones grandes (como es el caso de la mayoría de las piezas originales del SFP: bridas de entrada y salida, soporte interno, etc.). Sin embargo, el material en los transductores tendría propiedades distintas. Por consenso con el resto de los participantes del proyecto, se decidió emplear un acero común para los transductores. El acero elegido fue el 1.7147 (20MnCr5), cuyo límite elástico es de 750 MPa. Dado que tampoco se conoce el material para los rodamientos se decidió cambiar el empleado hasta ahora (el empleado para las piezas originales del diseño) también un acero común, el mismo que el considerado para el cuerpo elástico de los transductores.

Se llevaron a cabo varias modificaciones, no solo del transductor, sino también del soporte del mismo. Para estudiar la idoneidad de estas modificaciones se llevaron a cabo las simulaciones, prestando especial atención a las tensiones producidas en estas piezas y el resto del conjunto y a la fuerza resultante en la cara de contacto entre transductor y brazo.

Como se ha comentado anteriormente, se observó en las distintas simulaciones que la fuerza de reacción era en todos los casos ligeramente inferior a la teórica. En esta etapa, se perseguía alcanzar aquel diseño del transductor, lo más fiel posible al CAD original del fabricante y que además minimizara la diferencia entre el valor real medido y el valor teórico de la fuerza. Para este proceso de mejora se consideró únicamente una carga pura de par torsor (caso ideal teórico, sin cargas parásitas ni otras influencias) y se observaron las fuerzas axiales/de reacción percibidas por los cuatro transductores del SFP.

Más adelante, una vez alcanzada la versión óptima del transductor, se estudiarán las fuerzas resultantes y los momentos flectores en todos los transductores, analizando la definición de los contactos en el conjunto completo del SFP. Este estudio servirá para determinar el cálculo correcto de la medición del par total.

La primera modificación necesaria era la eliminación de las juntas y conectores de los cables, sin por ello se consideró como "Caso 0" o caso de referencia, el cuál reproducía fielmente el resto de detalles de la geometría del transductor incluidos en el CAD de su fabricante. El resto de las modificaciones aplicadas posteriormente se referenciaron a este caso.

Las variaciones de las propiedades mecánicas del sistema (fuerzas, tensiones, desplazamientos) aparecen reflejadas en las tablas Tabla 5.1, Tabla 5.2 y Tabla 5.3. Tras presentar los parámetros estudiados y las tablas con los resultados se muestran los distintos diseños que fueron considerados para el transductor.

5.1.4.1. Parámetros estudiados en las alternativas de diseño del transductor

Partiendo del Caso 0 (caso de referencia de geometría igual a la del diseño CAD provisto por el fabricante) se llevaron a cabo varias modificaciones que perseguían minimizar las perturbaciones debidas a pequeñas geometrías y detalles constructivos. Estos elementos afectaban al comportamiento de la malla, y por ende a los resultados de las simulaciones FEM.

Además, no solo se adaptó el diseño del transductor a emplear en posteriores estudios, sino también los soportes empleados para su montaje en el banco de ensayos. Distintas alternativas fueron empleadas

Para estudiar la calidad de las mejoras al diseño del transductor, se estudiaron distintos parámetros con el fin de determinar el comportamiento de los diseño propuesto y sus efectos sobre el SFP completos.

A continuación se describen los parámetros estudiados y los resultados obtenidos para todas las combinaciones propuestas. En las secciones siguientes se detallan las características de cada diseño y la selección de los modelos más idóneos.

- **Fuerza de medición (MN):** En la Tabla 5.1 se recopilan las fuerzas de reacción en los 4 transductores incluidos en el SFP para cada una de las modificaciones efectuadas. Se incluye también la media de las cuatro fuerzas como parámetro de referencias.

A la hora de evaluar las distintas versiones, la fuerza media medida por los transductores fue uno de los parámetros más relevantes. La fuerza teórica calculada era de 2,675 MN. Como se estudiaría en etapas posteriores, existía una pérdida de la fuerza de reacción real, debido a la disposición de los transductores en el sistema, la rotación del mismo y la aparición de momentos flectores en la cara del transductor. Sin embargo, cuanto más robusta fuese la adaptación del transductor mayor sería la fuerza medida, y por tanto, más cercana al valor teórico.

Por ello, en los resultado mostrados en la Tabla 5.1 se ha representó la fuerza media de los transductores en una escala cromática, donde los valores en verde correspondían a los más favorables (más cercanos a la fuerza teórica) y los valores cercanos al rojo correspondían a los menos deseables (más lejanos a la fuerza teórica)

Tabla 5.1. Fuerzas de reacción para los distintos diseños adaptados del transductor comercial

Fuerzas de reacción en para los distintos modelos del Trd (MN)					
TRD Diseño	Fuerza de reacción media	Trd 1 (-X)	Trd 2 (-Y)	Trd 3 (X)	Trd 4 (Y)
Caso 0 - Trd45V1	2,17	2,17	2,18	2,17	2,17
Trd45V1b	2,20	2,2	2,2	2,19	2,2
Trd45V1b2	2,19	2,19	2,2	2,18	2,19
Trd45V1b3	2,18	2,18	2,19	2,18	2,18
Trd45V1c	2,23	2,23	2,23	2,23	2,23
Trd45V1c2	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24
Trd45V1c3	2,29	2,29	2,29	2,28	2,28
Trd45V1d	2,32	2,32	2,32	2,32	2,32

- **Tensiones de von Mises máximas en las distintas componentes (MPa):** En la Tabla 5.2 se representan las tensiones máximas que aparecen en cada una de las componentes del SFP. Éste resultado fue, junto con la fuerza del transductor, el más relevante para determinar la idoneidad de la modificación evaluada.

Para determinar qué variaciones suponían una mejora respecto del considerado caso de referencia (Caso 0 - Trd V1) se compararon las tensiones de cada elemento respecto de la obtenida en el Caso 0. Si para un determinado caso la tensión de un elemento era menor que en el Caso 0, ésta aparece resaltada en verde. En caso contrario, aparece resaltada en rojo.

Tabla 5.2. Tensiones de von Mises máximas en los distintos componentes del SFP (valores comparados con los obtenidos con el Caso 0 – Trd45V1)

Tensiones en las componentes del SFP								
Diseño	Caso 0: Trd45V1	Trd45V1b	Trd45V1b2	Trd45V1b3	Trd45V1c	Trd45V1c2	Trd45V1c3	Trd45V1d
SFP Completo	1254,509	489,737	355,714	327,768	480,806	475,8	446,426	439,17
Soporte Interno	431,114	355,823	349,215	327,768	322,366	311,478	283,645	253,63
Brida de entrada	152,634	143,553	142,919	141,015	118,58	126,378	90,807	154,981
Soportes de los transductores	176,979	185,893	189,272	192,346	166,224	162,089	137,979	106,025
Transductor	1254,509	489,737	355,714	302,226	480,807	475,8	446,428	439,17
Rodamientos	354,773	292,344	286,243	268,478	266,0184	257,843	234,818	210,243
Brazo (Brida de salida)	318,685	345,593	255,621	243,179	312,132	309,609	295,004	297,729

- **Desplazamientos relevantes del SFP (mm) y deformación unitaria del SFP (adimensional):** En la Tabla 5.3 se recogen los principales desplazamientos y deformaciones presentes en el sistema, como ya se hizo en el capítulo anterior para la optimización del brazo. En general, las variaciones de los desplazamientos son bastante similares entre sí, sin grandes diferencias ante una u otra modificación del transductor y/o sus soportes. Por ello, este resultado tiene un menor peso a la hora de evaluar las modificaciones efectuadas. De nuevo, se han representados los resultados en una escala cromática. Para cada parámetro estudiado, se representan en tonos cercanos al rojo aquellas modificaciones con peores resultados y en tonos cercanos al verde aquellas con mejores resultados.

Tabla 5.3. Desplazamientos máximos observado en el SFP según el diseño de transductor empleado

Desplazamientos del SFP para los distintos modelos de transductor								
Diseño	Trd V1	Trd V1b	Trd V1b2	Trd V1b3	Trd V1c	Trd V1c2	Trd V1c3	Trd V1d
Desplazamiento Resultante Máximo SFP completo	2,76611	2,31970	2,27700	2,14400	2,12300	2,04880	1,89300	1,83700
Desp. Direccional Brazo Eje X, compresión (-)	0,04348	0,05434	0,05552	0,06044	0,04871	0,04717	0,05030	0,05476
Desp. Direccional Brazo Eje X, tracción (+)	0,04327	0,05435	0,05460	0,06032	0,04852	0,04739	0,05019	0,05459
Desp. Direccional Brazo Eje Y, compresión (-)	0,04426	0,05511	0,05530	0,06104	0,04990	0,04829	0,05087	0,05536
Desp. Direccional Brazo Eje Y, tracción (+)	0,04343	0,05440	0,05564	0,06027	0,04894	0,04719	0,05012	0,05489
Máximo Desp. Resultante en las caras de contacto del brazo	0,27680	0,33210	0,31970	0,35120	0,33660	0,33670	0,33890	0,34570
Mínimo Desp. Resultante en las caras de contacto del brazo	0,01237	0,01133	0,01147	0,01083	0,01148	0,01157	0,01194	0,00124
Desplazamiento Resultante del Brazo completo	0,27680	0,33210	0,31970	0,35120	0,33660	0,33670	0,33890	0,34570
Máxima deformación unitaria del SFP	0,00424	0,00190	0,00150	0,00149	0,00187	0,00185	0,00173	0,00168

A continuación se exponen los detalles de las distintas modificaciones del diseño del transductor y las componentes relacionadas (soportes de los transductores, brida de entrada). Aparte del caso 0 o caso de referencia, hay dos etapas: modificaciones del transductor y modificaciones de los elementos relacionados.

5.1.4.2. Diseños propuestos para el transductor

Caso 0: TrdV1. Caso de referencia

El CAD original del fabricante incluía muchos detalles y elementos constructivos (tuercas, arandelas, etc.) de pequeño tamaño, los cuales podrían ser problemáticos al efectuar el mallado de la pieza. Así mismo, se suavizaron pequeñas geometrías de la pieza no cruciales para el funcionamiento del transductor (rebajes, chaflanes, etc.). En la Figura 5.37 se pueden apreciar los cambios entre el CAD original de HBM y la versión suavizada V1.

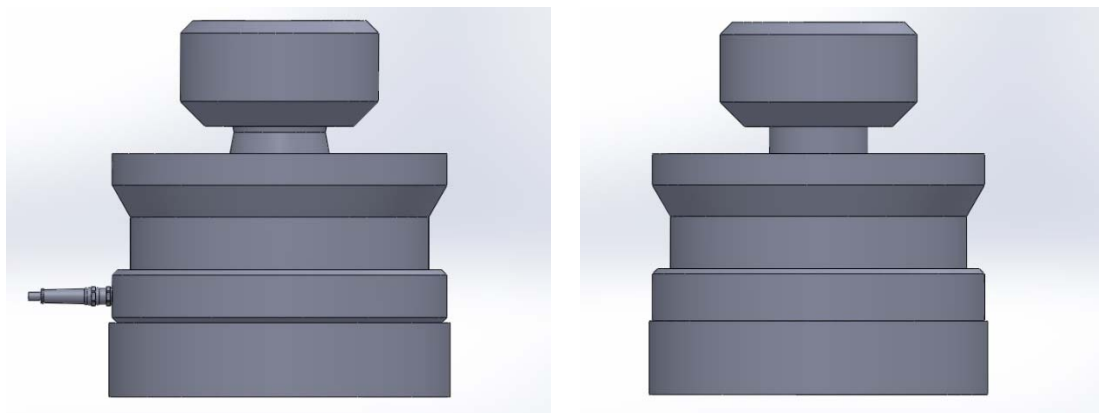


Figura 5.37. CAD del fabricante (izquierda) y Trd V1, Caso 0, una versión adaptada eliminando pequeñas geometrías (derecha)

Atendiendo a la Tabla 5.1 se observa que la fuerza de medición media de los transductores es tan solo de 2,17 MN, muy alejada del valor teórico.

En la Tabla 5.2 se encuentran los valores de tensión para cada uno de los elementos del SFP. Como ocurría en los estudios previos para la optimización de la brida de entrada y el soporte interno, la tensión en todos los componentes diseñados era muy baja, por debajo no solo del límite elástico sino también de la máxima tensión admisible (coeficiente de seguridad del 30 %). Atendiendo a los resultados de la Tabla 5.2, la máxima tensión, obviando los transductores, se daría en el soporte interno, con tan solo 431,11 MPa frente a los 735 MPa del máximo admisible.

En los transductores sin embargo, a pesar de apreciarse leve una mejoría respecto de las tensiones que aparecían en estudios anteriores, esta no es muy significativa. En el estudio preliminar del SFP con el CAD del fabricante (descrito en el apartado 5.1.2.1) la tensión máxima, localizada en los transductores, era de 1919 MPa (un 82,76 % por encima del límite elástico del material empleado en ese estudio, 1050 MPa). Tras la modificación efectuada en este caso, Trd V1, la tensión máxima sigue siendo muy elevada (1254 MPa), por encima del límite elástico del material seleccionado para los mismos (750 MPa, siendo la tensión máxima observada en este caso un 67,2 % mayor que dicho límite elástico).

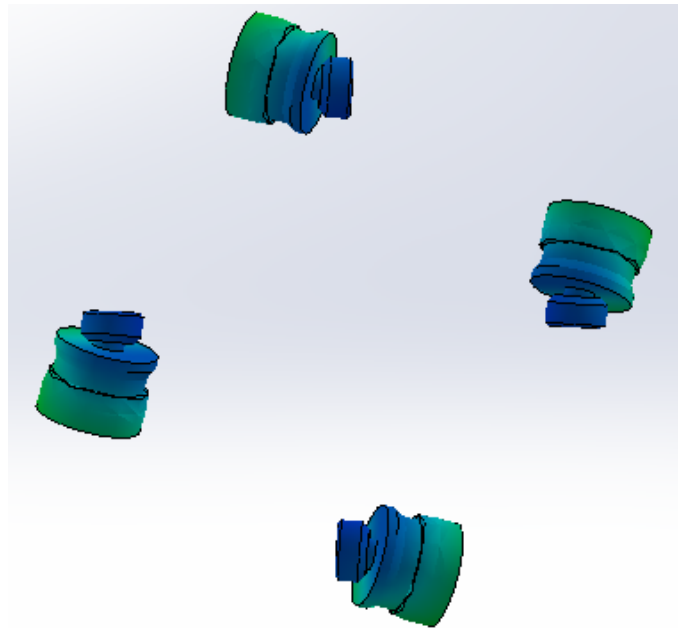


Figura 5.38. Vista de la deformación sufrida por los transductores (Trd V1)

A la vista de la deformada del sistema (mostrada en la Figura 5.38) , parece claro que, de nuevo, el problema reside en la unión del cojinete de carga con la carcasa del transductor; se aprecia una desviación notable entre ambos cuerpos. Esta desviación parece debida al acusado cambio de espesor en la unión. Se decidió por lo tanto modificar la unión haciéndola más robusta. Sin embargo, como ya se explicó en el estudio preliminar del apartado 5.1.2.1, las fuerzas axiales y laterales soportadas por el transductor son muy inferiores a las máximas admitidas según el fabricante. Esto quiere decir que sería posible modificar la geometría de la unión entre el cojinete y el resto del transductor, siendo esta nueva modificación compatible con una representación fidedigna del comportamiento real del transductor.

De cara a obtener una simulación fiable de la medición de la fuerza, lo realmente relevante es mantener la geometría del cojinete en la cara de contacto y el cuerpo elástico bajo el (considerado un todo con el resto del cuerpo en el CAD del fabricante)

Variaciones de la geometría del transductor

En base a los resultados obtenidos en el caso de referencia, se decidió modificar la zona de unión entre el cojinete de carga. Se probaron tres modificaciones diferentes de la zona, denominadas Trd V1b, Trd V1b2 y Trd V1b3 (Figura 5.39).

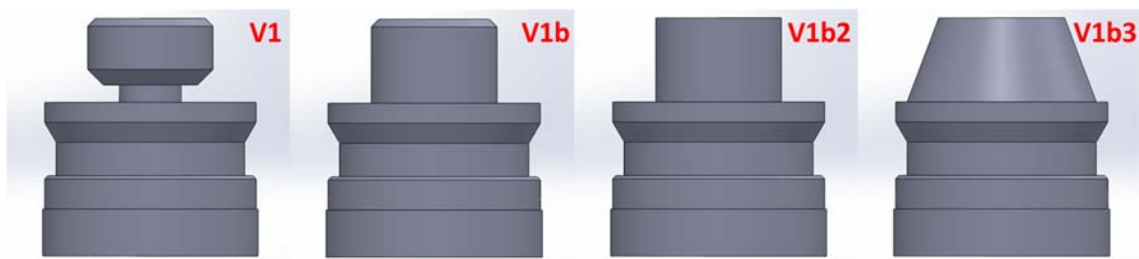


Figura 5.39. Modificaciones de la unión del transductor. De izquierda a derecha: Caso 0 – Trd V1, Trd V1b, Trd V1b2, Trd V1b3.

- **Trd V1b:** Esta modificación eliminar el cambio de espesor entre el cojinete de carga y el cuerpo del transductor, continuando con un diámetro uniforme.
- **Trd V1b2:** Similar al V1b, este modelo elimina el chaflán en la arista de la cara de contacto.
- **Trd V1b3:** La unión entre el cojinete de carga y el resto del cuerpo del transductor se modela con forma cónica, de manera similar al transductor simplificado que se empleó en simulaciones previas para evaluar los diseños optimizados de la brida de entrada y el soporte interno (Figura 5.14).

Cada uno de los diseños de los transductores se incluyó en el SFP completo y se estudió mediante FEM la respuesta del sistema completo y el propio transductor. Se estudiaron los parámetros anteriormente descritos (fuerza de reacción, tensiones de von Mises y desplazamientos) y se compararon los diseños en base a los resultados obtenidos (recogidos en las tablas Tabla 5.1, Tabla 5.2 y Tabla 5.3).

Atendiendo a las fuerzas de medición percibidas por cada modelo, se observó que el modelo Trd V1b conseguía mediciones más cercanas al valor teórico (2,20 MN frente a 2,19 MN y 2,18 MN de los casos Trd V1b2 y Trd V1b3 respectivamente). Dado que este resultado está directamente relacionado con la medición del par, el modelo Trd V1b se perfiló como mejor opción.

En cuanto a las tensiones máximas de von Mises (Tabla 5.2), se observó que los tres modelos tenían tensiones máximas en el transductor mucho menores que las del caso de referencia (489,737 MPa, 355,714 MPa y 302,226 MPa para los casos Trd V1b, Trd V1b2 y Trd V1b3 respectivamente, frente a los 1254,509 MPa del caso de referencia). Además en todos los casos las tensiones se encuentran por debajo del límite elástico del material (750 MPa). En cuanto a las tensiones en el resto del sistema, en su mayoría son menores que las resultantes en el caso de referencia, con algunas excepciones como la brida de entrada y el brazo (en el caso Trd V1b) donde hay un ligero crecimiento.

Si se observa la Tabla 5.3, se puede apreciar que, en general, los desplazamientos resultantes tienen valores muy similares de un caso a otro. El modelo Trd V1b3 presenta los desplazamientos más elevados, mientras que el Trd V1b obtiene resultados muy similares a los del modelo Trd V1b2, aunque ligeramente inferiores.

En base a los resultados observados se determinó que el modelo Trd V1b era opción más adecuada. Sin embargo, se decidió estudiar los elementos asociados a los transductores, especialmente sus soportes, con el objetivo de mejorar aún más la respuesta del sistema.

5.1.4.3. Optimización del montaje de los transductores (Soportes y alojamientos).

Una vez alcanzado el modelo óptimo para simular el transductor se decidió revisar la geometría de los elementos sobre los que iría montado. Si se conseguía un montaje más robusto podría asegurarse un mejor contacto entre los transductores y el brazo, aumentando así la fuerza de medición obtenida en las simulaciones. Se plantearon cuatro alternativas, manteniendo en todas ellas el modelo CAD elegido en el estudio anterior, Trd V1b.

Las tres primeras, denominadas Trd V1c, Trd V1c2 y Trd V1c3, planteaban modificaciones del soporte de los transductores, añadiendo nervios a su geometría en ángulo recto (Figura 5.40). De este modo se pretendía conseguir soportes más rígidos, con menores deformaciones y que aseguraran un mejor contacto. Los tres modelos pueden observarse en las figuras Figura 5.40 y Figura 5.42.

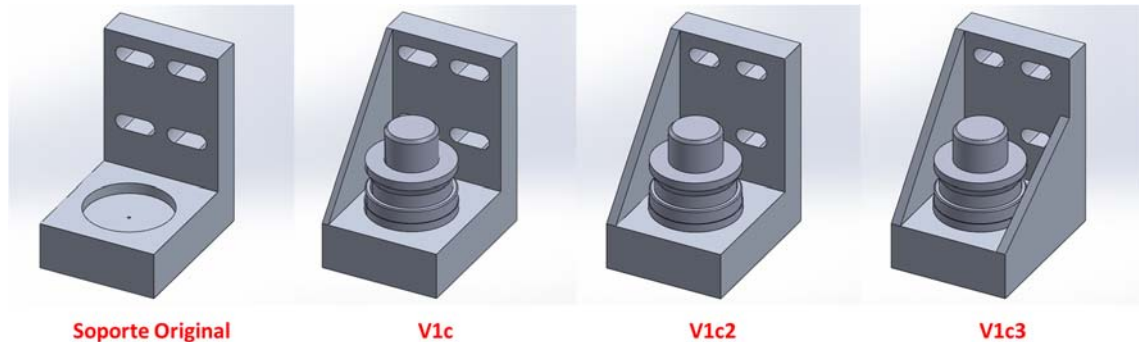


Figura 5.40. Distintas alternativas para la optimización del soporte de los transductores

Se propuso también una cuarta alternativa, llamada Trd V1d, en la que se pretendía hacer más robustos los soportes de los transductores mediante un recrecimiento del material del brida de entrada (Figura 5.41). Sin embargo, esta opción fue descartada por el incremento del peso que suponía. Dadas las dimensiones de la brida, el incremento del material suponía elevar su masa total a 5179,28 kg, cuando tras el proceso de optimización se había conseguido rebajar su masa a tan solo 4591,33 kg. Además, estos refuerzos impedían el acceso a la base de los soportes, donde se encontrarían los orificios para la fijación de los transductores, haciendo más difícil las operaciones de montaje y desmontaje. Por estos motivos, la cuarta opción no se contempló.

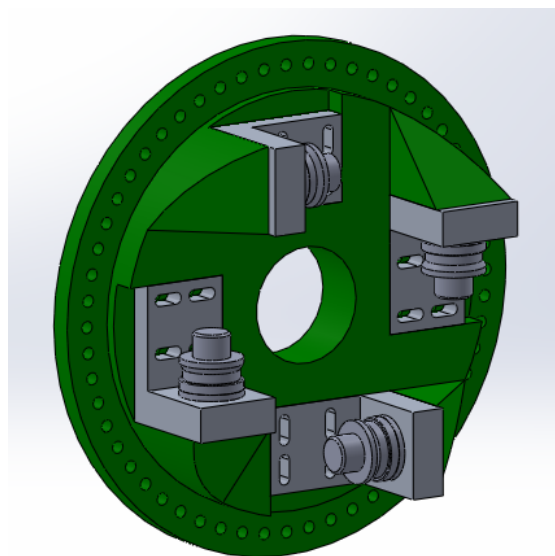


Figura 5.41. Propuesta de modificación de la brida

Las características de las otras tres opciones consideradas (Figura 5.42) eran las siguientes:

- **Trd V1c:** En esta modificación se decidió incluir un nervio en el soporte del transductor, de espesor 20 mm. Como esta nueva geometría se esperaba minimizar las

deformaciones y desplazamientos en el soporte, haciéndolo más robusto y mejorando el contacto del transductor con el brazo, lo que aumentaría la fuerza de medición.

- **Trd V1c2:** Similar al V1c, este modelo incluye un nervio ligeramente más grueso, de 30 mm, lo que podría aportar mayor robustez al conjunto, pero implicaría un ligero aumento del peso (unos 4 kg por soporte)
- **Trd V1c3:** Se propuso incluir un segundo nervio, ambos con espesor 30 mm. Sin embargo, este segundo nervio debía tener una longitud ligeramente inferior para evitar interferencias con otras piezas durante el montaje. Este segundo nervio supone un aumento total de la masa de 8 kg por soporte respecto del caso Trd V1c.

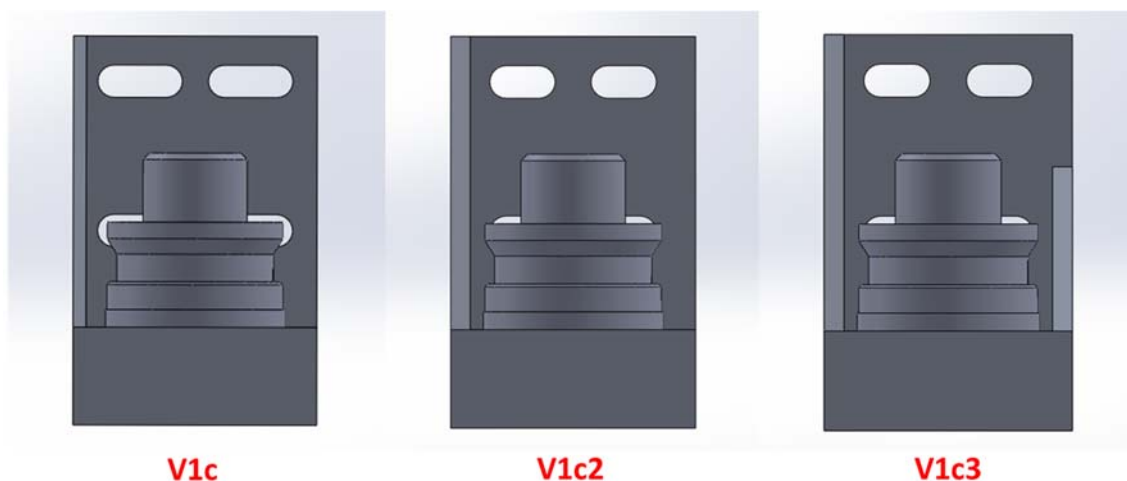


Figura 5.42. Modificaciones del soporte del transductor. De izquierda a derecha: Caso 0 – Trd V1, Trd V1c, Trd V1c2, Trd V1c3.

Además de estudiar la respuesta del SFP con cada uno de estos diseños según los parámetros anteriormente descritos (cuyos valores se recogen en la Tabla 5.1, Tabla 5.2 y Tabla 5.3), se estudió (en colaboración con los operadores de los bancos de ensayo de nacelles) la manejabilidad y la facilidad montaje y/o acceso a los transductores frente a la posibilidad de añadir nervios a su geometría, haciéndolos más robustos.

Se coincidió en que lo ideal desde el punto de vista de los tiempos de montaje sería poder mantener la versión original de los soportes, sin ningún nervio que entorpeciera el acceso a los transductores. Pero dado que los nervios podían ayudar a mejorar la calidad de las mediciones de fuerza, la conclusión fue que lo deseable sería tener un único nervio, para evitar problemas de montaje y facilitar más espacio para el cableado de los transductores.

Atendiendo a los resultados de la fuerza de medición, se observó que la opción descartada Trd V1d aportaba gran rigidez al sistema, consiguiendo una mayor fuerza en el contacto. De entre las opciones consideradas, la opción con los dos nervios, Trd V1c3, conseguía una mayor fuerza de contacto (2,29 MN), mientras que las opciones Trd V1c y Trd V1c2 obtenían resultados similares (2,23 MN y 2,24 MN respectivamente). En todos los casos se obtenían resultados mejores que en el caso en el que no se modificaban los soportes de los transductores (estudio Trd V1b, con 2,2 MN).

En cuanto a las tensiones, las opciones Trd V1c y Trd V1c obtienen valores muy similares, mientras que el Trd V1c3 obtiene en general mejores resultados de tensión, gracias a sus dos nervios. Observando por ejemplo la tensión de von Mises máxima en los transductores se

obtienen 480,807 MPa, 475,8 MPa y 446,428 MPa para el Trd V1c, Trd V1c2 y Trd V1c3 respectivamente.

Por el contrario, en cuanto a desplazamientos con la opción del Trd V1c3 se obtienen valores más elevados que con los Trd V1c y Trd V1c2, cuyos resultados son más similares entre sí. Atendiendo por ejemplo al máximo desplazamiento resultantes en las caras de contacto del brazo, se tienen desplazamientos de 0,3366 mm, 0,3367 mm y 0,3389 mm para para el Trd V1c, Trd V1c2 y Trd V1c3 respectivamente. Dado que el resultado en el caso previo Trd V1b, sin modificaciones de los soportes, se tenía un valor de 0,3321 mm, se concluyó que el caso Trd V1c3 suponía una mayor desviación.

A pesar de los buenos resultados en cuanto a la fuerza de medición y las máximas tensiones de von Mises, el caso Trd V1c3 había sido desaconsejado por los operadores de los bancos de ensayo, dado que condicionaba las operaciones de montaje y mantenimiento de los transductores. En base a ello, se descartó este modelo.

De entre los modelos restantes, Trd V1c y Trd V1c2, se observó que ambos obtenían resultados muy similares en todos los parámetros considerados. Dado que el Trd V1c contaba con un peso ligeramente inferior fue la opción finalmente elegida para integrar en el SFP definitivo.

5.1.5. Validación de los estudios de simulación. Estudios de convergencia.

Una vez integrados todas las componentes adaptadas y alcanzada la versión óptima del archivo CAD del transductor, se decidió validar el diseño y el cálculo de las simulaciones mediante un estudio de convergencia de la malla. Este estudio fue sugerido por expertos analistas de los operadores de los bancos de ensayo. El objetivo era validar la calidad de las simulaciones evaluando la variación de los resultados para diferentes tamaños de malla.

Un tamaño de elementos de malla más pequeño supone mayor tiempo de cálculo, dado que la cada pieza se divide en un mayor número de elementos finitos. A cambio, los resultados obtenidos son más precisos. Para asegurarse de la calidad de estudio, se debe reducir hasta tres veces el tamaño de la malla original. Si la simulación es adecuada, los valores de tensión obtenidos con esta malla de menor tamaño (Figura 5.43, derecha) no deberían diferir más de un 3 % de los valores obtenidos con una malla mayor (Figura 5.43, izquierda).

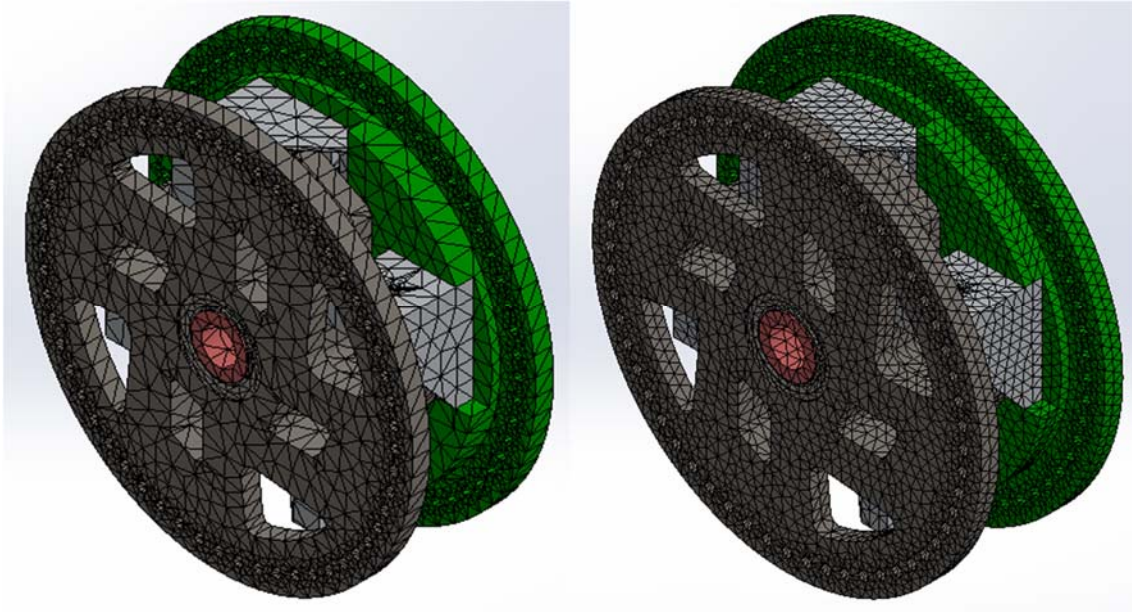


Figura 5.43. Distintos tamaños de malla

Se observó la máxima tensión del sistema obtenida para ambos tipos de malla, en un caso ideal con tan solo par puro. Para la malla de mayor tamaño de elemento (tamaño establecido por el sistema como predeterminado), la tensión máxima fue de 480,806 MPa; para la malla más fina, de menor tamaño de elementos, se obtuvo una tensión de 493,16 MPa. La diferencia entre ambos valores era de tan solo 2,56 %. Al ser inferior al 3 % sugerido por los analistas de los bancos de ensayo, era posible afirmar la validez de las simulaciones.

En estudios posteriores se continuó con el tamaño de malla estándar, dado que los resultados se consideraron validados y emplear un tamaño de malla más fino implicaba tiempos de simulación más elevados.

5.1.6. Estudio de las reacciones en el transductor

Finalmente, una vez alcanzada la versión óptima de todos los componentes del SFP se llevó a cabo una primera prueba completa de su funcionamiento, observando en detalle las reacciones en el transductor. En la Tabla 5.4 se muestran los resultados más relevantes de este primer estudio. Para el mismo únicamente se consideró una carga de par puro de 6,5 MN·m, aplicada sobre la brida de salida/ brazo, mientras que se aplicaba una sujeción de tipo fijo en la brida opuesta (brida de entrada).

Tabla 5.4. Fuerzas de reacción y momentos flectores locales en los transductores

Reacciones en los transductores	Fuerza de medición (MN)	Momento flector local - residual (MN·m)
Valor medio	2,2308	0,080 252
Trd1	2,2341	0,080 304
Trd2	2,2281	0,080 116
Trd3	2,2307	0,080 266
Trd4	2,2303	0,080 321

Si se observan las fuerzas en la dirección de la medición de los cuatro transductores, el valor medio de las mismas está en torno a 2,23 MN, muy lejano de los 2,675 MN teóricos que deberían aparecer en un caso ideal ante un par torsor de entrada de 6,5 MN·m y una longitud del brazo de 607,50 mm. Esta desviación puede ser debida a la configuración del sistema.

Como se comentó en capítulos anteriores, los transductores de fuerza operan en máquinas donde la carga se aplica de manera completamente axial y de forma estática. De este modo las fuerzas laterales que podrían afectar al transductor son mínimas. Por el contrario, en el SFP los transductores no se colocan en sentido vertical, sino que hay se encuentran repartidos alrededor del eje de rotación del sistema y su posición varía conforme el sistema rota.

Por este motivo, se decidió estudiar el resto de las reacciones en los transductores. En la Figura 5.44 pueden apreciarse las reacciones en uno de los transductores del sistema ante la carga de par puro de 6,5 MN·m. Puede apreciarse que las reacciones más importantes son la fuerza axial o fuerza de medición (FX en el transductor de la Figura 5.44, resaltada en rojo, y el momento flector cuya dirección es la misma que la del par torsor de entrada (MZ en el transductor de la figura, resaltado en azul). El resto de fuerzas y momentos que puedan aparecer en otras direcciones son al menos un orden de magnitud inferiores a los comentados, siendo despreciable su efecto sobre el transductor.

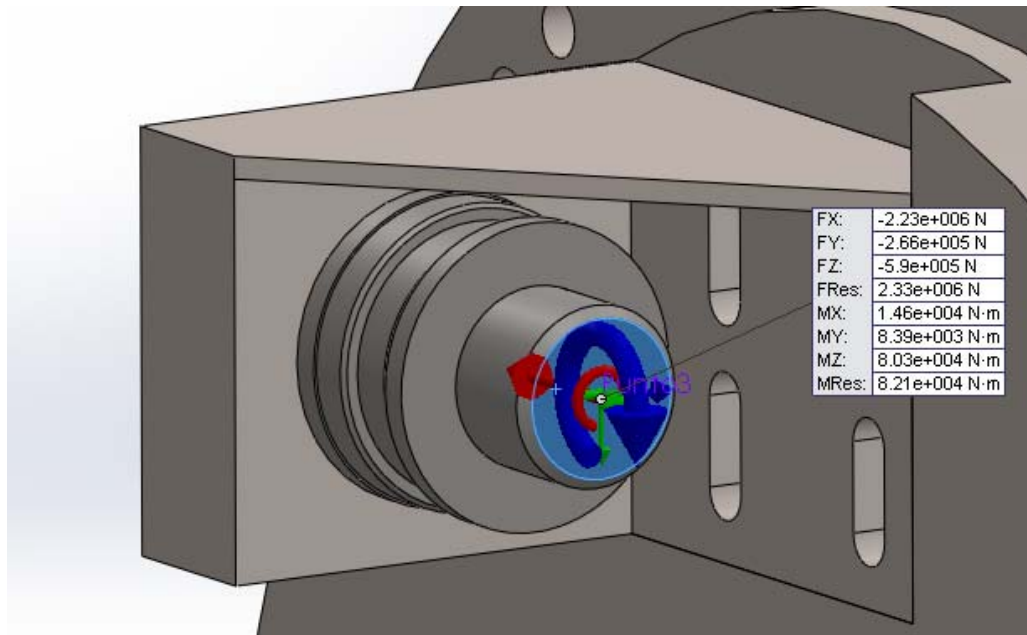


Figura 5.44. Muestra de las reacciones observadas en uno de los transductores

En caso de calcular el par de medición empleando únicamente la definición del mismo, fuerza por longitud (5.3), se obtendrían el siguiente resultado:

$$M = n \cdot (F_{loc} \cdot r) = 4 \cdot (2,2308 \text{ MN} \cdot 0,6075 \text{ m}) = 5.42 \text{ MN} \cdot \text{m} \quad 5.3$$

Donde M es el par medido, n el número de transductores en el sistema, F_{loc} la fuerza medida por cada transductor y r la longitud teórica del brazo.

Se debatió este resultado con los operarios de los bancos de ensayos. Se decidió que debía incluirse un nuevo término: los momentos flectores en los transductores cuya dirección fuera la misma que la del par torsor del sistema. Como se ha explicado, la disposición de los transductores en el SFP es distinta a la colocación en las calibraciones de fuerza tradicionales. El conjunto de cargas laterales y momentos generados en la nueva disposición generan un momento flector residual en la cara de cada transductor (tal y como se apreciaba en la Figura 5.45). Si se observan con respecto al eje de rotación del SFP, por donde se transmite el par torsor del banco de ensayos, estos momentos residuales tienen la misma dirección que el par torsor del sistema completo, el cual el patrón de transferencia pretende medir. Ello indica que debido a la geometría del sistema, parte del par a medir se “pierde” en estos momentos locales residuales.

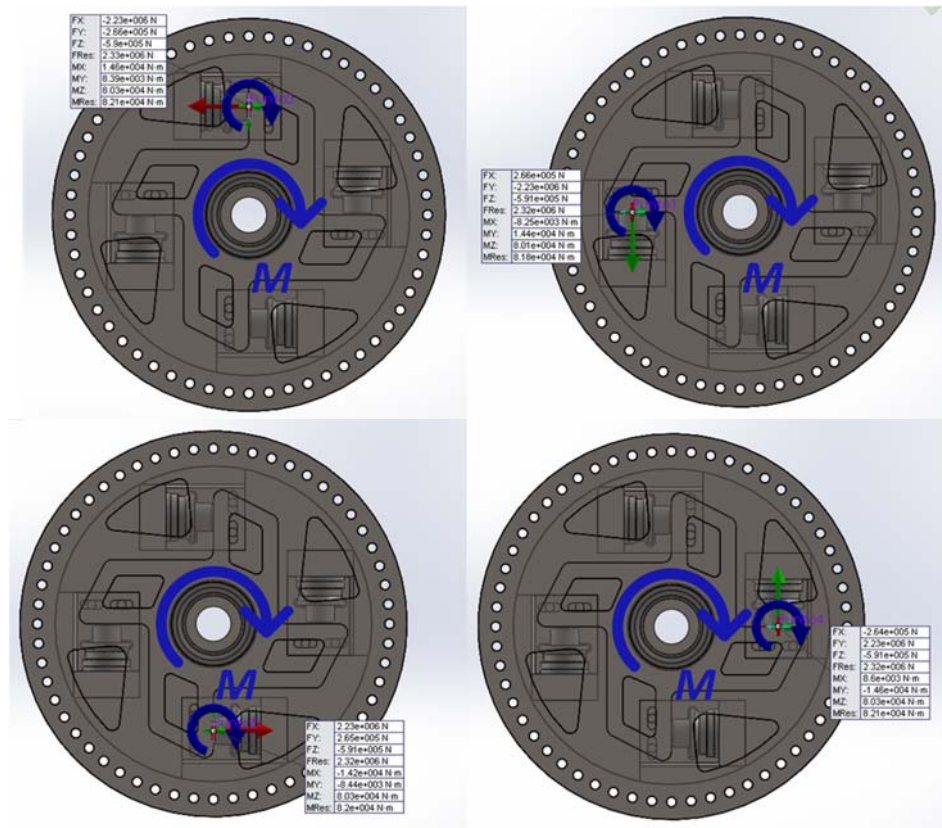


Figura 5.45. Momentos flectores locales en la misma dirección del par torsor del NTB aplicado al patrón de transferencia

Por ello, se decidió corregir la ecuación original de medición del par, y añadir los momentos flectores locales cuya dirección coincide con la del par torsor (5.4), considerando que parte del par torsor de entrada deriva en estos momentos flectores locales.

$$M = n \cdot (\overline{F_{loc}} \cdot r + \overline{M_{loc}}) \quad 5.4$$

Donde M es el par medido, n el número de transductores en el sistema, $\overline{F_{loc}}$ la media de las fuerzas medidas por cada transductor, r la longitud teórica del brazo y $\overline{M_{loc}}$ la media de los momentos flectores locales en cada transductor.

Sustituyendo para los valores obtenidos:

$$M = 4 \cdot (2,2308 \text{ MN} \cdot 0,6075 \text{ m} + 0,0803 \text{ MN} \cdot \text{m}) = 5,74 \text{ MN} \cdot \text{m} \quad 5.5$$

Con esta corrección el cálculo del par medido representa más fielmente la realidad, siendo el resultado más próximo al valor teórico que en el caso calculado según la ecuación 5.3.

Aun así, sigue habiendo una gran diferencia frente al valor teórico esperado, mayor que la que podría atribuirse a las pérdidas por las tensiones internas, la deformación del sistema, los desalineamientos y otros ineficiencias. Se consideró que esta diferencia podría deberse a la forma en que el programa simula el contacto entre transductor y brazo. Con el fin de asegurar la calidad de la simulación y el realismo del contacto entre ambas componentes se llevó a cabo un estudio de la configuración del software para los contactos y uniones de los elementos del conjunto.

5.1.7. Definición de las fuerzas de contacto. Unión del conjunto

Finalmente, una vez alcanzada la versión óptima de todos los componentes del SFP era posible estudiar su comportamiento durante la operación ante la presencia de distintas influencias.

Sin embargo, antes de continuar con estudios más exhaustivos, se decidió revisar la manera en que el sistema evalúa la interacción entre las distintas componentes. Era especialmente relevante la interacción entre los transductores de fuerza. El resto de los componentes del sistema están fijados entre sí de una u otra manera (ajustes, tornillería, etc.). Sin embargo, entre el brazo y los transductores no existe ningún tipo de unión salvo el mero contacto entre las componentes.

El software distingue entre tres tipos de contacto.

- **Unión rígida global:** Es la opción por defecto elegida por el sistema. En este tipo de unión se asume que todos los componentes están unidos o soldados entre sí, casi como si pertenecieran a un mismo sólido.
- **Contacto sin penetración:** Los sólidos presentes en el conjunto no penetran en el resto de componentes; es decir, no interaccionan entre sí, incluso aunque la deformación causada por las cargas aplicadas pudiera ser suficiente para causar la interacción entre ellos. El contacto sin penetración puede tener asociado un factor de rozamiento entre componentes.
- **Penetración entre contactos permitida:** puede existir la intersección de los distintos sólidos dentro de un conjunto.

La última opción no aplicaría en el caso de nuestro sistema, dado que en una situación real las piezas no podrían penetrar entre sí. Sin embargo, la unión rígida global y el contacto sin penetración son dos opciones válidas para representar de manera fidedigna el comportamiento real del SFP y sus componentes.

Hasta ahora únicamente se había evaluado el sistema teniendo en cuenta la opción por defecto del sistema, esto es, la unión rígida global. Esta opción ha dado unos resultados muy cercanos a los valores esperados y representa de manera fiel la mayoría de las uniones dentro del sistema. Un ejemplo sería el montaje de los soportes de los transductores a la brida de entrada; se unen mediante tornillos y, con el correcto montaje, soportes y brida quedan fijados, comportándose como si estuvieran soldados o formaran un único sólido.

Sin embargo, en el caso del contacto entre transductor y brazo la situación es ligeramente diferente. Ambos elementos no están fijados entre sí, sino que permanecen en contacto sin interacción. Cuando comienza el movimiento del banco de ensayos de nacelles, los transductores empujan (sin penetrar) al brazo, provocando el movimiento del SFP, solidario al resto de elementos del banco de ensayos. Al empujar al brazo se produce una fuerza de contacto, la cuál es medida por el transductor.

Por lo tanto, en el caso del contacto entre brazo y transductor parece más adecuado emplear un contacto sin penetración en lugar de la unión rígida global sugerida por el sistema. Este contacto puede incluir o no un coeficiente de rozamiento.

Se decidió por lo tanto estudiar la respuesta del sistema ante las diferentes opciones de unión. Se decidió que los cambios en las uniones se llevarían a cabo en:

- La unión entre el brazo y los transductores: esta unión en la realidad se asemeja mucho más al llamado contacto sin penetración al no haber ningún elemento de unión rígido entre ambos.
- La unión entre brazo y rodamientos. Al incluir los rodamientos esta unión también aparecía por defecto como una unión rígida. Se corrigió esta configuración por defecto, volviendo a emplear herramienta “Conector tipo rodamiento” del software.

En realidad esta conexión es una simplificación que aproxima lo mejor posible la unión entre ambas piezas. Sin embargo, según la experiencia de los operadores de bancos de ensayo, los rodamientos que suelen incluir en distintas partes del banco han demostrado ser elementos sensibles a la variación de cargas y otras configuraciones que se dan durante la operación. Dado el tamaño de los componentes, las cargas elevadas y las distintas variaciones durante la operación pueden aparecer fricciones o problemas de ajuste en su montaje de los rodamientos.

Una de las posibles situaciones adversas es el efecto del juego interno de los rodamientos, que requiere de un análisis independiente, preferiblemente teniendo en cuenta el banco de ensayos en el que se instalaría el SFP; una posible línea de futuro desarrollo sería este análisis adicional comportamiento de los rodamientos del SFP en detalle, contemplando el SFP en conjunto con el NTB específico donde se instalase.

El resto de las componentes del sistema, por sus características de montaje, se consideran unidas entre sí, actuando prácticamente como un mismo sólido, por lo que en todo momento se considerarían como una “unión rígida global”. Por lo tanto finalmente se tenían tres casos de estudio:

- Unión rígida global para todos los elementos del sistema
- Contacto sin penetración y sin rozamiento para las uniones entre el brazo y los transductores y conector virtual entre el brazo y los rodamientos. Resto de elementos con unión rígida global.
- Contacto sin penetración y con rozamiento (factor de rozamiento de 0,5) para las uniones entre el brazo y los transductores y entre conector virtual entre el brazo y los rodamientos. Resto de elementos con unión rígida global.

Los distintos tipos de contactos afectaban principalmente a la interacción entre piezas. Dado que la interacción de mayor relevancia era aquella entre brazo y transductores, se decidió estudiar las reacciones en la cara de contacto del transductor, analizando la fuerza de medición y momentos flectores en la misma, para cada una de las opciones de unión. Los resultados de estos estudios están recogidos en la Tabla 5.5 (fuerzas de medición locales) y la Tabla 5.6 (momentos flectores locales en la dirección del par de torsión total).

Tabla 5.5. Fuerza medida por cada transductor ante diferentes definiciones de contacto

Fuerzas de medición en los transductores - F_{loc} (MN)					
Caso	Fuerza media (MN)	Fuerza Trd1	Fuerza Trd2	Fuerza Trd3	Fuerza Trd4
Caso ideal - teórico	2,675	2,675	2,675	2,675	2,675
Unión Rígida Global	2,2308	2,2341	2,228	2,231	2,2303
Contacto sin Penetración (Factor Rozamiento 0,5)	2,5436	2,5421	2,533	2,549	2,5463
Contacto sin Penetración Sin rozamiento.	2,5393	2,5409	2,539	2,539	2,538

Tabla 5.6. Momentos flectores locales vistos por cada transductor ante diferentes definiciones de contacto

Momentos flectores en los transductores - M_{loc} (N·m)					
Caso	Momento flector medio	Momento Trd1	Momento Trd2	Momento Trd3	Momento Trd4
Caso ideal - teórico	0	0	0	0	0
Unión Rígida Global	80251,75	80304	80116	80266	80321
Contacto sin Penetración (Factor Rozamiento 0,5)	65355	65696	64676	66827	64221
Contacto sin Penetración Sin rozamiento.	81616,5	81451	82253	81272	81490

Tal y como se explicó anteriormente, el par torsor total se obtiene al añadir las fuerzas de reacción, multiplicadas por la longitud del brazo, y el momento flector en las caras de los transductores cuya dirección es la misma que la del par torsor total (5.5). Para poder comparar los resultados de los distintos tipos de unión se asumió la misma longitud del brazo para los cuatro extremos del mismo en los tres estudios, concretamente la longitud teórica (607,50 mm). Introduciendo los valores medios de fuerza y momentos flectores para el cálculo del par total se obtuvieron los resultados mostrados en la Tabla 5.7.

Tabla 5.7. Valores del par torsor total medido por el SFP ante las distintas definiciones de contacto

Par torsor total (MN·m)		
Caso	M_{total}	Diferencia con el valor teórico
Caso ideal - teórico	6,500	0,000
Unión Rígida Global	5,742	0,758
Contacto sin Penetración (Factor Rozamiento 0,5)	6,440	0,060
Contacto sin Penetración Sin rozamiento.	6,497	0,003

Tal y como se esperaba, los resultados obtenidos en el caso de la unión rígida global son mucho menos precisos que aquellos que asumen un contacto sin penetración entre el brazo y los transductores, habiendo una diferencia mucho mayor con el valor teórico del par torsor: 0,758 MN·m de diferencia en el caso de la unión rígida, frente a los 0,06 MN·m y 0,003 MN·m de los casos con contactos sin penetración (con y sin rozamiento respectivamente). Por ello, se decidió que en los estudios detallados del comportamiento del brazo ante las distintas influencias no se emplearía la unión rígida global.

En cuanto a la inclusión del factor de rozamiento en el contacto sin penetración, los resultados son muy similares entre sí. Sin embargo, el tiempo de simulación en el caso de considerar el factor de rozamiento era muy elevado, por lo que emplear el caso de simulación sin rozamiento era más efectivo.

Sobre este particular se consultó a los operadores de los bancos de ensayo, en busca de información sobre los posibles rozamientos que aparecen en las cadenas de transmisión en bancos de ensayo: relevancia, magnitud, impacto en los resultados, etc. A la luz de los resultados obtenidos parece posible considerar que la fricción no tiene un gran impacto en los resultados de medición del par del SFP.

Los operadores de los bancos de ensayo validaron estos resultados, aunque matizaron que, según su experiencia, sí podrían aparecer tales fricciones una vez instalado el SFP en los bancos de ensayos. Estudios realizados por los operadores de los bancos de ensayo plantean la posibilidad de que algunas componentes del banco, entre ellos el sistema de aplicación de cargas y los rodamientos, se vieran afectados por las fricciones generadas durante la operación (Kock, Jacobs, Bosse, & Sharma, 2018). Sin embargo, serían necesarios análisis más exhaustivos considerando las condiciones particulares de cada banco de ensayos, analizando el efecto de la fricción y la robustez de los rodamientos (Kock, Jacobs, Hirt, et al., 2018).

Finalmente se decidieron emplear los contactos sin penetración en las zonas de contacto de brazo – transductores, aunque sin considerar la fricción entre elementos. El estudio del efecto de la fricción precisaría de análisis detallado de las reacciones entre los distintos componentes, teniendo en cuenta también posibles errores de montaje y fricciones presentes en el NTB concreto donde se instalara el SFP. Se propuso este análisis complementario como una línea de

Capítulo 5. Resultados de la caracterización mecánica y metrológica del patrón de transferencia

futuro desarrollo. En ella se estudiaría el SFP para un determinado banco de ensayos y se observaría el efecto de posibles condiciones específicas para dicho banco, como las fricciones del conjunto y el juego de los rodamientos, comparando los resultados específicos de este estudio con aquellos que se han obtenido en la presente investigación (generalizados para cualquier NTB).

5.2. Caracterización metrológica del patrón de transferencia. Evaluación de influencias.

Como se comentó en los capítulos iniciales de este texto, las condiciones de trabajo en los bancos de ensayo de nacelles y sus instalaciones distan mucho de las condiciones habituales de los laboratorios acreditados de fuerza y par. En esta investigación se consideraron alguna de las influencias más importantes y se evaluó su impacto en los resultados obtenidos.

Uno de los objetivos más relevantes de esta tesis era el empleo de herramientas de simulación por elementos finitos para determinar las características metrológicas del sistema. Hasta ahora, las simulaciones llevadas a cabo perseguían evaluar las características mecánicas del sistema y determinar la viabilidad del diseño, siendo este uno de los usos habituales de las herramientas FEM . Por ello, en esta etapa se prestó especial atención a propiedades mecánicas del SFP y sus distintas componentes, como la tensión máxima de von Mises, para determinar si el diseño era capaz de soportar las cargas principales que aparecen en los bancos de ensayo durante la operación.

Sin embargo, en esta nueva etapa de la investigación pretendía evaluarse el comportamiento del sistema. El SFP es un patrón de transferencia para la medición del par, un sistema de medición en última instancia. Un objetivo de esta investigación era intentar emplear las herramientas de simulación para evaluar las medidas del SFP y observar cómo estas varían al sufrir el sistema el efecto de distintas influencias de medición. Como ya se ha adelantado anteriormente, los parámetro más importantes a la hora de evaluar las mediciones del SFP eran las reacciones en el transductor (fuerza axial o de medición y momento flector en la dirección del par torsor a medir) y la longitud del brazo. Por ello, en la evaluación de las características metrológicas del SFP éstos serían los parámetros a observar.

5.2.1. Características del estudio de influencias. Futuras contribuciones de incertidumbre.

El estudio del comportamiento del SFP ante distintas influencias tenía dos objetivos principales. En primer lugar, evaluar su respuesta y la variación de las componentes de la medición del par ante la presencia de distintas influencias durante la medición. En segundo lugar, los resultados de este estudio podrían utilizarse para llevar a cabo una estimación de la incertidumbre relativa asociada que podría tener el SFP. Llegar a estimar la incertidumbre del sistema incluso antes de su fabricación y montaje puede ayudar a introducir cambios o futuras mejoras para minimizarla, amén de garantizar sus buenos resultados como sistema de medición.

Las influencias a considerar son aquellas sugeridas por los bancos de ensayos de nacelles, previamente descritas en el capítulo 2, a saber: variaciones de temperatura, gravedad, fuerza centrífuga y cargas parásitas. Todas ellas fueron estudiadas para evaluar el comportamiento del brazo, componente principal de la medición del par, tanto por separado como en conjunto. En el caso del SFP se estudiaron de nuevo, analizando el comportamiento del brazo y el transductor. Otras posibles influencias o pérdidas del sistema, como el juego de los rodamientos o rozamientos entre componentes requerían de detalles adicionales e estudios exhaustivos, por lo que se consideraron líneas de futuro desarrollo de esta investigación.

– **Tratamiento de las influencias respecto del par torsor**

Cabe señalar una cierta diferencia entre el análisis de influencias del brazo por separado y el SFP completo. En los estudios del efecto de influencias sobre el brazo éstas fueron estudiadas por separado y en conjunto. En los estudios por separado, se consideraba únicamente el efecto de la influencia considerada, sin carga (por ejemplo, temperatura elevada sin carga). Sin embargo, en el caso del estudio de influencias por separado en el SFP completo siempre está presente la carga de par puro de 6,5 MN·m (denominada " M_t ").

En el caso del brazo se pretendía estudiar su variación de longitud respecto a la longitud original calibrada; por ejemplo, cuanto puede dilatarse el brazo, así sea bajo carga o sin carga, ante un aumento elevado de la temperatura respecto de la temperatura de calibración. Por ello, en los estudios por separado del efecto de las influencias no se aplicaba la carga debida al par torsor. Sin embargo, en el caso del SFP se pretende averiguar cómo varían las mediciones que este efectúa cuando se tiene una influencia externa además de la carga de par que se pretende medir; por ese motivo, la carga de par M_t siempre está presente en los mismos.

– **Análisis del efecto de las distintas temperaturas**

Otra diferencia entre el estudio de influencias del brazo por separado y del SFP completo es el análisis de la temperatura. En el caso del brazo se estudiaron temperaturas extremas para evaluar la máxima variación de su longitud (respecto a la calibrada) que podría esperarse, buscando los casos más desfavorables posibles.

En el estudio en el SFP se considera que el brazo está montado junto con el resto de componentes del sistema, y las temperaturas máxima y mínima son aquellas que puedan aparecer durante la operación (aquellas indicadas por los operadores de los bancos de ensayo y descritas en el capítulo 2). Por ello se estudiaron valores menos extremos, concretamente una temperatura máxima de 313,15 K (40 °C) y 278,15 K (5 °C).

Éstas temperaturas fueron consideradas para encontrar la máxima variación de longitud del brazo durante la operación; de entre los dos estudios, aquel con mayor desviación sería el empleado para determinar la contribución a la incertidumbre de la longitud del brazo debida a la temperatura.

Sin embargo, en el caso del transductor se decidió emplear la llamada temperatura de operación (" T_{op} "). Lo habitual durante un ensayo de calibración de fuerza o par es hacer un "calentamiento" de los componentes antes de comenzar: todos los equipos se conectan y de este modo se aclimatan a la temperatura de la zona de ensayo y se estabilizan las señales del equipo. La señal a carga cero se toma antes de iniciar el ensayo, de tal manera que se "taran" los valores medidos posteriormente por el transductor. Durante la calibración en un laboratorio de ensayos la temperatura se encuentra controlada y su variación durante el tiempo que lleva un ensayo suele ser mínima.

Generalmente el fabricante del transductor indica en la información técnica del mismo como afecta a la sensibilidad del aparato la diferencia de temperaturas (respecto de la temperatura empleada durante el proceso de fabricación y caracterización del equipo). Este efecto se tiene en cuenta a la hora de efectuar medidas con el transductor, incluyéndolo en el cálculo de incertidumbres.

Al contrario que ocurre en los laboratorios de fuerza y par tradicionales, cuyas condiciones ambientales se miden y controlan, los bancos de ensayo de nacelles se ubican en instalaciones

de grandes dimensiones donde es más difícil controlar la temperatura. Por este motivo, no solo la temperatura inicial debe ser tenida en cuenta, sino también la variación a lo largo del ensayo y como la misma afectaría a las distintas componentes de la medición del par.

A pesar de la mayor variabilidad de las condiciones en los bancos de ensayo de nacelles, la posible variación de temperatura a lo largo de un mismo ensayo (respecto a la temperatura medida inicialmente) no es tan acusada como la que se consideró para evaluar la variación de longitud del brazo (donde se consideraban temperaturas máxima y mínima). Por ejemplo, si al inicio del ensayo hay una temperatura de 20 °C se considera que como máximo podrían alcanzarse los 25 °C en el tiempo que dura el ensayo (no lo 40 °C establecidos como temperatura máxima).

Por lo tanto, el transductor soporta una variación de tan solo 5 °C respecto de la temperatura a la cual se realizó el calentamiento. Sea cual sea el valor de la temperatura inicial, de cara al transductor solo sería necesario observar la variación de la medida del transductor debida a la variación de temperatura durante el ensayo.

De cara a la posterior estimación de la incertidumbre asociada al SFP se tendrían en cuenta como contribuciones de incertidumbre dos efectos térmicos: la diferencia con la temperatura a la que se calibró el transductor, y el efecto de la variación de temperatura durante el tiempo que lleve realizar un ensayo completo. La primera se podrá estimar a partir de los datos de calibración del transductor o aquellos suministrados por el fabricante; la segunda se estimó en esta investigación a través de simulaciones FEM.

Dado que la variación total durante un ensayo completo es menor que la diferencia con los valores máximos y mínimos de temperatura proporcionados por los operadores de los NTBs, se definió un nuevo valor, llamado temperatura de operación T_{op} (303,15 K). Esta temperatura representa una ligera desviación respecto de la temperatura de referencia del software (298 K), simulando así la posible variación real de la temperatura durante en ensayo completo (5,15 °C de diferencia).

En las simulación en la que se consideró T_{op} se observaron concretamente los resultados de las reacciones en el transductor, mientras que las temperatura máxima y mínima se aplicarán para observar la variación de la longitud del brazo.

– **Disposición de los transductores:**

En la Figura 5.46 se muestran los cuatro transductores numerados. En el análisis de resultados se empleará esta numeración para distinguir los valores (fuerzas, momentos) obtenidos para cada uno de los transductores del sistema, así la dirección y sentido en que se producen las fuerzas de medición en cada uno de ellos (los momentos flectores tienen todos la dirección del par torsor a medir, +Z).

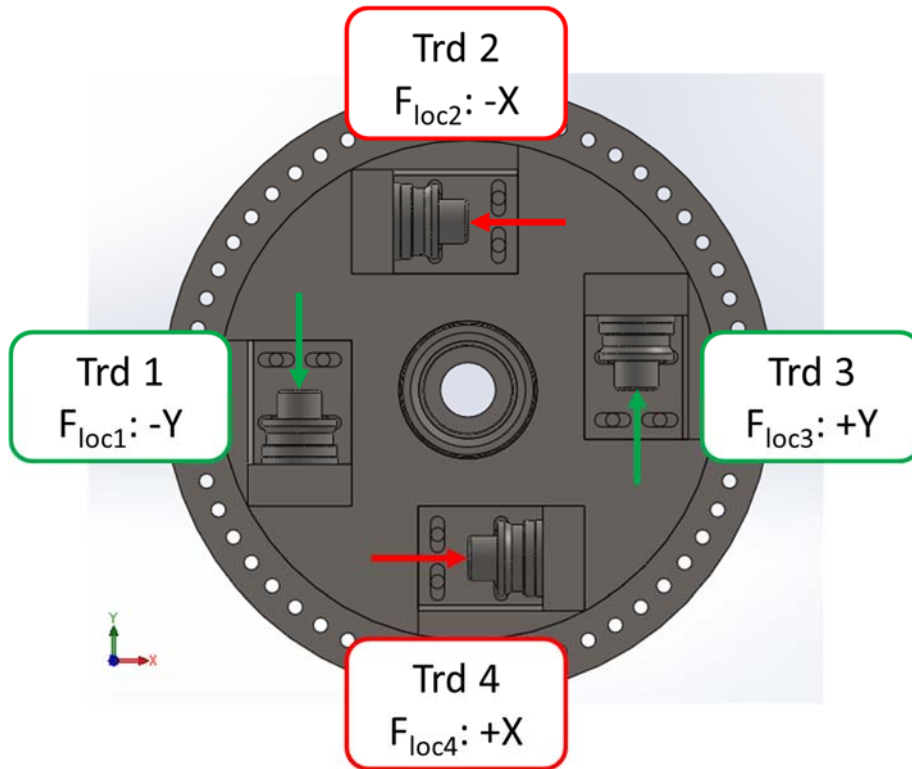


Figura 5.46. Transductores del SFP y sus fuerzas de reacción (eje y sentido)

5.2.2. Resultados del estudio de influencias.

Como se ha comentado, los resultados de las simulaciones a evaluar eran tres: el máximo desplazamiento en el brazo (variación de longitud del brazo), la fuerza de medición y los momentos flectores cuya dirección coincide con la del par torsor. A continuación se muestran los resultados para las simulaciones efectuadas, en las que se analizaron los efectos sobre el SFP para cada una de las influencias consideradas junto con el par torsor.

5.2.2.1. Reacciones en el transductor: fuerza de medición y momentos flectores

Las tablas Tabla 5.8 y Tabla 5.9 muestran los valores de las fuerzas de medición (F_{loc}) y los momentos flectores en la dirección del par torsor total (M_{loc}) para cada uno de los transductores del SFP. También se calculó la fuerza media (F_{med}) y el momento flector medio (M_{med}) teniendo en cuenta los resultados de los cuatro transductores para cada caso de influencia considerado.

Tabla 5.8. Fuerzas medidas por los transductores ante las distintas influencias consideradas

Fuerzas de medición en los transductores - F_{loc} (MN)						
Caso de estudio	Nombre	F_{med} (MN)	F_{loc1} (-y) (MN)	F_{loc2} (-x) (MN)	F_{loc3} (y) (MN)	F_{loc4} (x) (MN)
Par torsor puro - CASO BASE	M_t	2,5393	2,5409	2,539	2,5392	2,538
Par torsor y Temperatura máxima	M_t, T_{max} (313,15 K)	2,5309	2,5329	2,5306	2,5309	2,529
Par torsor y Temperatura mínima	M_t, T_{min} (278,15 K)	2,5560	2,5574	2,5564	2,5554	2,5548
Par torsor y Temperatura de operación	M_t, T_{op} (303,15 K)	2,5364	2,5381	2,5361	2,5363	2,5349
Par torsor y cargas parásitas (laterales, axiales, flectores)	$M_t, Loads$	2,5395	2,5834	2,6128	2,492	2,4696
Par torsor y gravedad	M_t, G	2,5393	2,5263	2,5325	2,5539	2,5445
Par torsor y fuerza centrífuga	M_t, F_{CFG}	2,5379	2,5396	2,5377	2,5378	2,5365

Tabla 5.9. Momentos flectores locales vistos por los transductores ante las distintas influencias consideradas

Momentos flectores en los transductores - M_{loc} (N·m)						
Caso de estudio	Nombre	M_{med} (N·m)	M_{loc1} (N·m)	M_{loc2} (N·m)	M_{loc3} (N·m)	M_{loc4} (N·m)
Par torsor puro - CASO BASE	M_t	81616,5	81451	82253	81272	81490
Par torsor y Temperatura máxima	M_t, T_{max} (313,15 K)	86749,8	86661	87302	86320	86716
Par torsor y Temperatura mínima	M_t, T_{min} (278,15 K)	71448,5	71332	71777	71113	71572
Par torsor y Temperatura de operación	M_t, T_{op} (303,15 K)	83386,5	83251	83996	83006	83293
Par torsor y cargas parásitas (laterales, axiales, flectores)	$M_t, Loads$	81506,5	82682	86474	80357	76513
Par torsor y gravedad	M_t, G	81619,5	81285	81395	81442	82356
Par torsor y fuerza centrífuga	M_t, F_{CFG}	82462,3	82320	83082	82082	82365

En la Figura 5.47 se calcularon para cada caso de estudio los valores medios de fuerza y momentos flectores, teniendo en cuenta los resultados de los cuatro transductores mostrados en la Figura 5.46. En la Figura 5.48 se representan las variaciones de momentos y fuerzas en cada transductor para cada caso de estudio.

a) Reacciones medias en los transductores

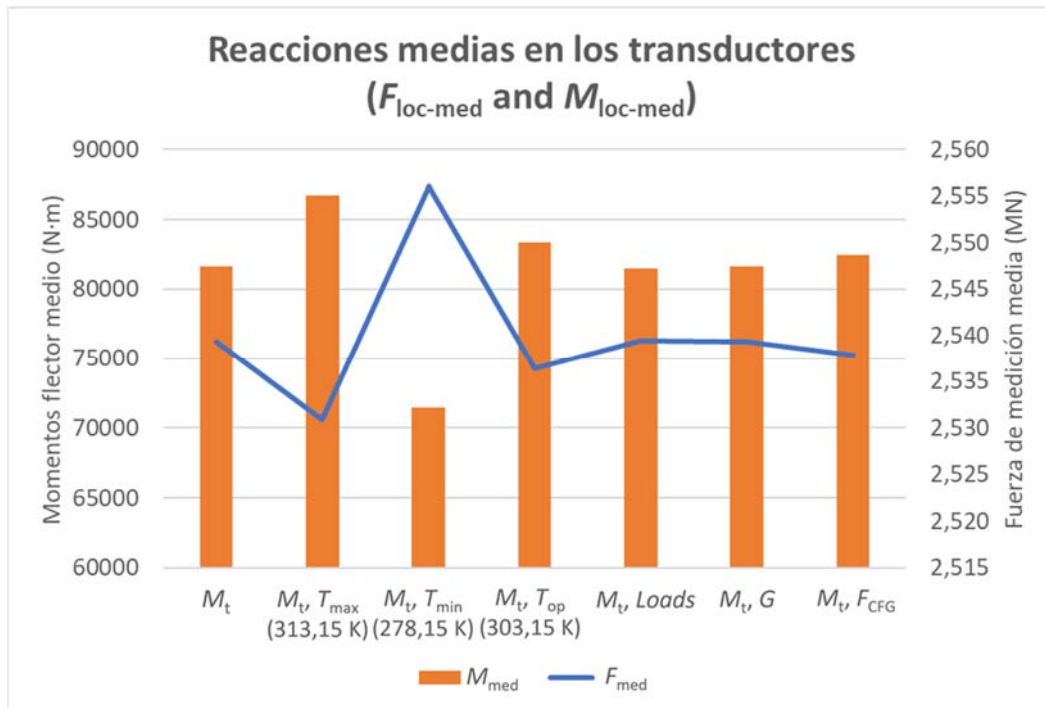


Figura 5.47. Fuerzas medidas y momentos flectores en los transductores para cada influencia considerada

En los tres últimos casos, correspondientes al efecto de las cargas parásitas, la gravedad y la fuerza centrífuga, se observa que tanto los valores medios de fuerza como los valores medios de los momentos flectores son muy similares entre sí y similares al caso base, " M_t ". Esto invita a pensar que estas tres influencias tienen un menor impacto sobre la medición final que el resto de las influencias. Para confirmarlo se calcularon las desviaciones de la fuerza media de medición y del momento flector medio respecto del caso de par puro. Los resultados se encuentran en la Tabla 5.10.

Tabla 5.10. Variaciones de las reacciones medias en el transductor (Fuerza y momento flector) para cada influencia respecto del Caso Base (solo par puro)

Variaciones de la fuerza y el momento flector medios respecto del caso de par puro (%)			
Caso de estudio	Nombre	ΔF_{med} (%)	ΔM_{med} (%)
Par torsor y Temperatura máxima	M_t, T_{max} (313,15 K)	0,33 %	6,29 %
Par torsor y Temperatura mínima	M_t, T_{min} (278,15 K)	0,66 %	12,46 %
Par torsor y Temperatura de operación	M_t, T_{op} (303,15 K)	0,12 %	2,17 %
Par torsor y cargas parásitas (laterales, axiales, flectores)	$M_t, Loads$	0,01 %	0,13 %
Par torsor y gravedad	M_t, G	0,001 %	0,004 %
Par torsor y fuerza centrífuga	M_t, F_{CFG}	0,05 %	1,04 %

Al representarlos en una escala cromática, donde las desviaciones más acusadas aparecen en tonos cercanos al rojo y las desviaciones de menor valor en tonos cercanos al verde, resulta evidente que los casos comentados los valores están mucho más próximos a los del caso de par puro. Por lo tanto podría concluirse que las fuerzas parásitas, la gravedad y la fuerza centrífuga tienen un efecto menor sobre el transductor, con un menor impacto en la medida de fuerza y momento flector obtenida.

Por el contrario, los casos en los que existen variaciones de temperatura comportan una mayor desviación. Como ya se comentó anteriormente, de cara a la evaluación del efecto de la temperatura en los transductores, se supone que se ha llevado a cabo la instalación previa de los equipos y que estos se han aclimatado a la temperatura inicial del ensayo. Por este motivo, las variaciones de temperatura que se podrían esperar en el tiempo que dure en el ensayo son menores que las diferencias entre la temperatura de referencia y las temperaturas máxima y mínima. Por ese motivo, se empleará el caso de estudio T_{op} para evaluar el comportamiento de los transductores ante variaciones de temperatura durante la operación.

De hecho, los resultados confirman que en el caso de estudio " M_t, T_{op} " las variaciones de la fuerza y el momento flector medios es mucho menor que en los casos " M_t, T_{max} ", " M_t, T_{min} ", donde las variaciones de temperatura son más acusadas. Esto confirma la necesidad de considerar únicamente la variación de temperatura T_{op} , dado que refleja más fielmente las condiciones que podrían darse durante una calibración real.

Otra conclusión que puede extraerse de la Figura 5.47 es que se observa que en aquellos casos donde la fuerza de medición media es más elevada se reducen los valores del momento flector medio y viceversa. Es el caso de la temperatura mínima: la fuerza media aumenta y alcanza los 2,556 MN frente a los 2,5393 del caso base " M_t " (donde solo se considera el par puro), mientras que los momentos flectores se ven reducidos, con un valor medio de 71448,5 N·m, frente a los 81616,5 N·m del caso base. Lo mismo ocurre en otros casos con dispersión de los resultados de fuerza y momentos flectores, como la temperatura de operación (" M_t, T_{op} ") o la temperatura máxima (" M_t, T_{max} ").

Estos resultados confirman la suposición efectuada al analizar las reacciones en los transductores: la fuerza de medición del transductor y los momentos flectores locales están relacionados. Por lo tanto, es correcto asumir que es necesario tener en cuenta ambos parámetros a la hora de calcular el par torsor medido por el SFP.

b) Reacciones locales en cada transductor

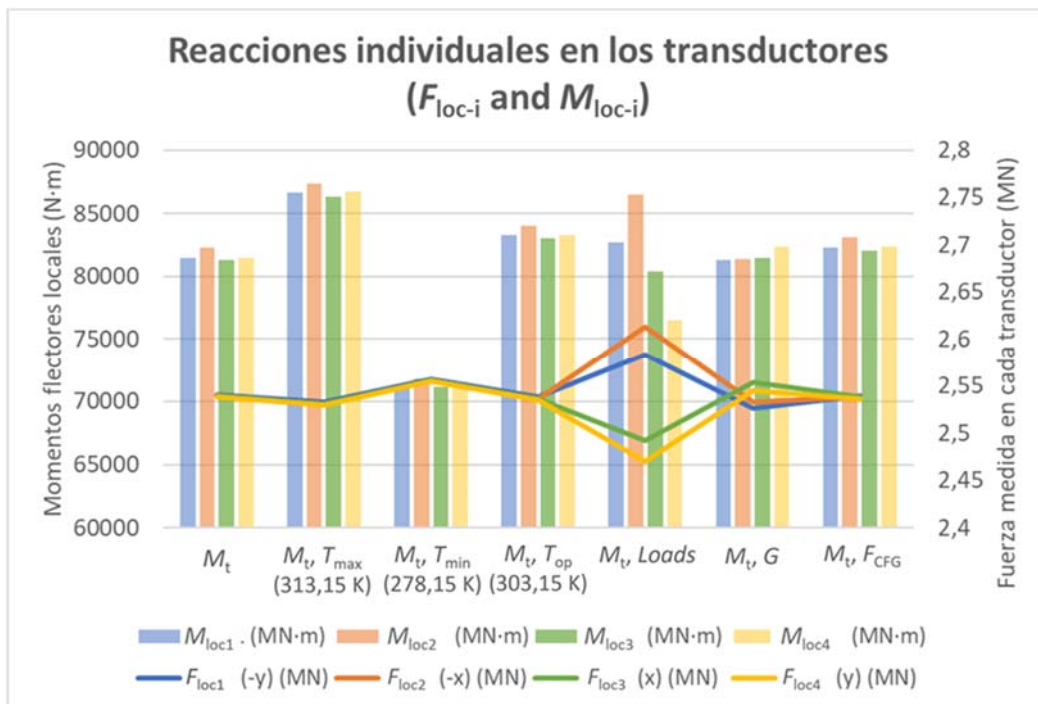


Figura 5.48. Todas las reacciones (fuerza y momentos flectores) en cada transductor ante las distintas influencias

Si se entra en el detalle del estudio de los resultados para cada transductor, en la Figura 5.48 se observa que la mayor dispersión de resultados aparece en el estudio de la cargas parásitas, " $M_t, Loads$ " (Lorente-Pedreille, Sebastián, Sáenz-Nuño, et al., 2019a). En este estudio, tanto los valores de la fuerza de medición como el de los momentos flectores para cada transductor varían mucho entre sí. Los valores concretos pueden observarse en las tablas Tabla 5.8 y Tabla 5.9. Sin embargo, como ya se ha comentado, cuando se observaba el valor medio de ambos parámetros, estos eran muy similares a los del par torsor: 2,5395 MN para la fuerza de medición (frente a los 2,5393 MN del caso de par puro, una variación del 0,0069 %) y 81506,5 N·m para el momento flector (frente a los 81616,5 N·m del caso de par puro, con una variación del 0,1348 %).

Esta dispersión de los valores si se consideran los cuatro transductores por separado, frente a la similitud del valor medio respecto del caso de par puro se explica fácilmente atendiendo a la geometría del sistema. Otras influencias, como la temperatura, afectan por igual a toda la geometría del SFP. Sin embargo, las fuerzas parásitas se aplican en una determinada dirección, concretamente, las pertenecientes al caso de carga crítica descrito anteriormente en el capítulo 2 (Figura 5.49).

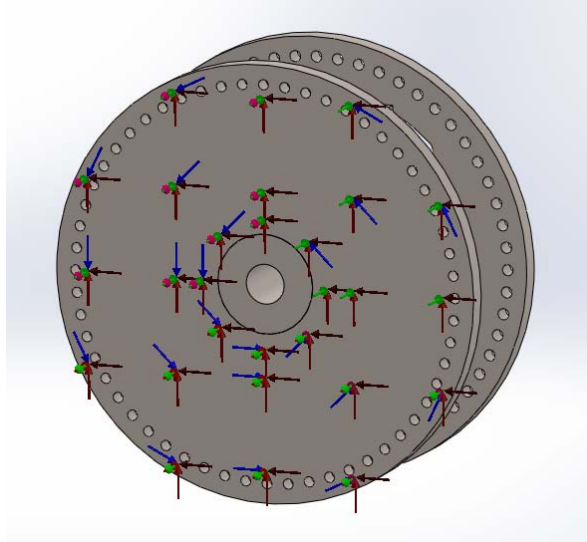


Figura 5.49. Dirección y sentido de las cargas de operación para el caso de carga crítica (LC2.9)

Por ello, en el estudio de simulación estático estas cargas laterales provocan siempre una reacción en un transductor y una reacción opuesta en el transductor colocado a 180° del anterior. Si se observan los resultados, las fuerzas de reacción en los sentidos negativos de los ejes X e Y (F_{loc1} y F_{loc2}) son mucho mayores que las fuerzas en los sentidos positivos de X e Y (F_{loc3} y F_{loc4}). Ello indica que por la direccionalidad de las cargas parásitas, la zona en la que se encuentran los transductores 1 y 2 sufre mayores esfuerzos de compresión que la zona en la que se encuentran los transductores 3 y 4.

Este resultado es un claro ejemplo de la necesidad de considerar los resultados en todos los transductores, promediando su valor para determinar el par torsor medido finalmente. Así, se observa que debido a la geometría del sistema, los valores de los cuatro transductores se compensan, de tal modo que el valor medio resultante muestra que en realidad la fuerza medida (y por lo tanto el par torsor finalmente calculado) no se ve muy afectado por las cargas parásitas y por como estas se distribuyen a través de la geometría del SFP.

Se puede concluir por lo tanto que es necesario no solo considerar la fuerza de medición y los momentos flectores para la correcta medición del par, sino que también es necesario emplear los valores promedio de los resultados en los cuatro transductores.

5.2.2.2. Variación de la longitud del brazo

En el capítulo anterior ya se había llevado a cabo un exhaustivo estudio del brazo en dos etapas: mejoras del diseño para minimizar tensiones y desplazamientos y estudio de influencias para el brazo por separado. El objetivo de estos estudios individuales era optimizar la geometría del brazo desde un punto de vista mecánico y metrológico, así como estudiar la respuesta del diseño alcanzado ante las distintas influencias.

En esta sección se repite dicho estudio de influencias, analizando las deformaciones en el brazo. Sin embargo, en esta ocasión se estudia la pieza una vez ensamblada en el sistema completo, de modo que las interacciones entre las piezas, uniones y conectores causarían son tenidos en cuenta.

En el caso de las reacciones en el transductor se estudiaba una medida completa de una magnitud (por ejemplo, 2,5395 MN de fuerza de medición en el caso de par puro y cargas parásitas) y posteriormente se comparó como había cambiado esa medida respecto del caso base en el que solo se tiene par puro. Sin embargo, al evaluar el comportamiento del brazo, es más sencillo estudiar el máximo desplazamiento sufrido durante la operación. Ese desplazamiento no es una medida absoluta, una longitud, sino que equivale al aumento que sufre la longitud del brazo ante la acción del par y resto de influencias consideradas. Por lo tanto, al evaluar el comportamiento del brazo se habla en todo momento de la variación de su longitud, no de la medida de longitud completa.

Los resultados de la variación de la longitud del brazo se obtienen a partir de los mismos estudios comentados para las reacciones en los transductores. Se estudian por lo tanto las distintas influencias por separado, aunque en todos los casos está presente el par torsor puro (6,5 MN·m).

Para analizar la variación de la longitud del brazo se procedió a estudiar los desplazamientos máximos ocurridos en este componente. El resultado que mejor emula la variación de la longitud sufrida durante la operación serían los desplazamientos direccionales en los extremos del brazo, esto es, la variación de longitud en la dirección de la cara de contacto entre brazo y transductor. Sin embargo, se observó que, al igual que ocurría en el estudio separado del brazo del capítulo anterior, el desplazamiento direccional era muy bajo. Tomando como ejemplo el caso base M_t , donde solo se aplica el par puro, se obtuvieron los desplazamientos mostrados en la Tabla 5.11.

Tabla 5.11. Desplazamientos estudiados en el brazo para el caso de par puro M_t

Tipo de desplazamiento (extremos de los brazos)	Valor (mm)
Resultante (caras de contacto)	0,4649
Direccional (Y+)	0,06828
Direccional (Y-)	0,06665
Direccional (X+)	0,06662
Direccional (X-)	0,06628

Como se puede apreciar, los desplazamientos direccionales obtenidos son muy bajos; teniendo en cuenta que la longitud calibrada es de 607,50 mm, los desplazamientos direccionales representan una variación en torno al 0,01 % . Esto indica que el diseño tiene la estabilidad y robustez necesarias para minimizar las deformaciones del brazo.

De cara a evaluar la variación de la longitud en la posterior evaluación de incertidumbres se decidió no emplear los desplazamientos direccionales, sino el desplazamiento resultante en los extremos del brazo. Aunque los desplazamientos direccionales son los que mejor reflejan la

variación de longitud que se pretende observar, el desplazamiento resultante es siempre ligeramente mayor que los direccionales. De modo que al estaría escogiendo la situación más adversa posible, lo que significará mayorar ligeramente la incertidumbre asociada, asegurando así la calidad de la medida.

En la Tabla 5.12 se muestran los desplazamientos resultantes para cada uno de los casos de estudio. La tabla muestra además el cálculo de la variación porcentual respecto de la longitud original del brazo (607,50 mm). La Figura 5.50 muestra gráficamente las distintas variaciones de longitud ante los distintos estudios de influencias

Tabla 5.12. Máximos desplazamientos observados en el brazo de medición ante la presencia de las distintas influencias

Máximo desplazamiento en el brazo - Δl (mm)			
Caso de estudio	Nombre	Δl (mm)	Desviación respecto a la longitud teórica $r = 607,50$ mm (%)
Par torsor puro - CASO BASE	M_t	0,4649	0,0765 %
Par torsor y Temperatura máxima	M_t, T_{\max} (313,15 K)	0,4898	0,0806 %
Par torsor y Temperatura mínima	M_t, T_{\min} (278,15 K)	0,4698	0,0773 %
Par torsor y Temperatura de operación	M_t, T_{op} (303,15 K)	0,4703	0,0774 %
Par torsor y cargas parásitas (laterales, axiales, flectores)	$M_t, Loads$	0,4684	0,0771 %
Par torsor y gravedad	M_t, G	0,4673	0,0769 %
Par torsor y fuerza centrífuga	M_t, F_{CFG}	0,4672	0,0769 %

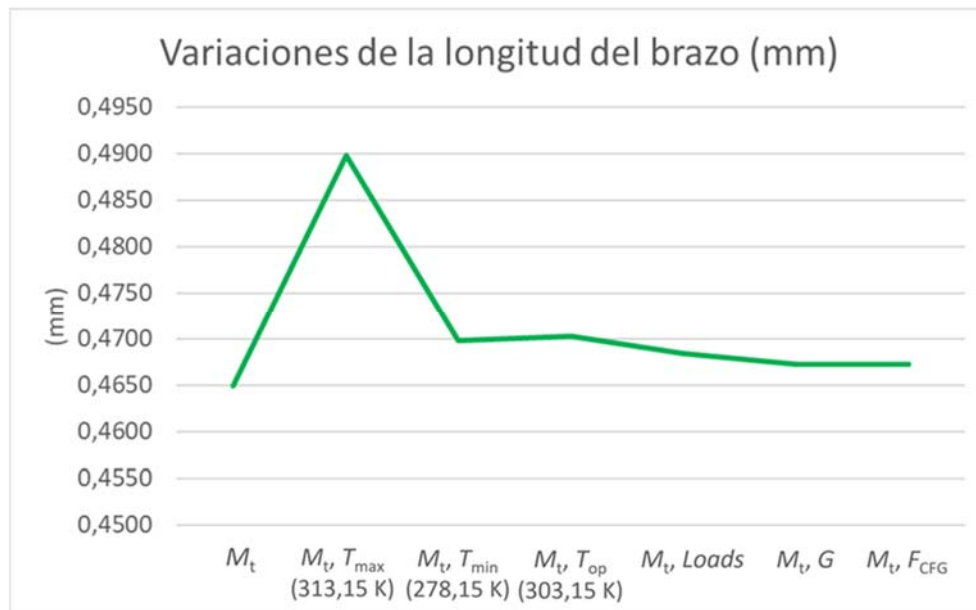


Figura 5.50. Variación de la longitud del brazo ante la presencia de las distintas influencias consideradas

Como se puede apreciar, los resultados son muy similares entre sí. La variación de la longitud es muy similar existan o no influencias durante la operación. En la Figura 5.50 se observa que si bien en todos los casos se tienen valores ligeramente superiores al caso de par puro (" M_t "), la mayoría son similares entre sí, apreciándose una cierta tendencia horizontal en la gráfica. El único parámetro para el cuál el brazo muestra una variación ligeramente superior es para la influencia de la temperatura máxima. Como ya se observó en el capítulo anterior, la combinación de las cargas (par puro en este caso) con la dilatación provocada por la temperatura provocan una mayor elongación de las fibras.

De cara a la estimación de incertidumbres, para la contribución debida a la temperatura se tendrá en cuenta la mayor variación de longitud entre los casos de " M_t, T_{max} " y " M_t, T_{min} ". Como ya se ha comentado, los transductores solo se ven afectados por la variación que ocurra durante un mismo ensayo y es sobre esa variación sobre la que se aplicarían correcciones en la calibración. Sin embargo, el brazo se ve en todo momento afectado por la temperatura. Si el ensayo se iniciara, por ejemplo, con una temperatura de 35 °C, el brazo ya estaría sufriendo una variación de su longitud respecto de la originalmente calibrada, Si la temperatura continuase aumentando durante el ensayo, llegando incluso a la temperatura máxima de 40 °C, el brazo continuaría aumentando su deformación. Es por esto que, para asegurar que se contempla el peor escenario posible en la estimación de incertidumbres, es necesario considerar las temperaturas máxima y mínima en cuanto a la longitud del brazo.

5.2.2.3. Variación del par torsor medido

Una vez estudiados los resultados de las tres componentes implicadas en la medición del par se calcularon los valores del mismo para cada uno de los casos de estudio (Tabla 5.13). Para ello se emplearon los resultados de las distintas componentes mostrados anteriormente. Cabe señalar que la longitud del brazo incluye la suma del valor teórico (607,50 mm) y las distintas variaciones de dicha longitud estudiadas en la sección anterior.

Para evaluar la influencias de la temperatura fue necesario discriminar en función de la componente observada. Para la fuerza de reacción y el momento flector local se emplearon los resultados obtenidos para el caso de estudio “ M_t, T_{op} ” anteriormente descrito, considerando par torsor y temperatura de operación; por este motivo estos valores son iguales en los casos “Par torsor y T_{op} para TRD y T_{max} para brazo” y “Par torsor y T_{op} para TRD y T_{min} para brazo” en la Tabla 5.13 (en verde).

Sin embargo, como ya se ha explicado anteriormente, para la longitud del brazo se deben considerar los casos de temperaturas extremas “ M_t, T_{max} ” (Temperatura máxima) y “ M_t, T_{min} ” (Temperatura mínima) (en rojo).

Tabla 5.13. Par de torsión obtenido por el SFP según las distintas influencias y variación respecto al valor esperado teórico

Par de torsión y variación ante las distintas influencias (MN)						
Caso de estudio	Nombre abreviado	F_{med} (MN)	M_{med} (MN·m)	Longitud del brazo (mm)	Par torsor medido (MN·m)	ΔPar (variación respecto al valor teórico) (%)
Valores teóricos (caso ideal de Par de torsión puro)	M_{th}	2,675	0	0,6075	6,5	0 %
Par torsor puro (simulación FEM)	M_t	2,5393	0,0816	0,60796	6,50163	0,0250 %
Par torsor y T_{op} para TRD y T_{max} para brazo	Prueba 2	2,5364	0,0834	0,60799	6,50185	0,0284 %
Par torsor y T_{op} para TRD y T_{min} para brazo	Prueba 2	2,5364	0,0834	0,60797	6,50164	0,0253 %
Par torsor y <i>cargas parásitas</i> (laterales, axiales, flectores)	$M_t, Loads$	2,5395	0,0815	0,60797	6,50165	0,0253 %
Par torsor y <i>gravedad</i>	M_t, G	2,5393	0,0816	0,60797	6,50172	0,0265 %
Par torsor y <i>fuerza centrífuga</i>	M_t, F_{CFG}	2,5379	0,0825	0,60797	6,50169	0,0260 %

Los resultados muestran que en todos los casos estudiados la desviación respecto del valor teórico es inferior al 0,1 %. Este resultado demuestra que el efecto de las distintas influencias sobre el diseño optimizado del SFP es realmente bajo, confirmando así su buena respuesta desde el punto de vista metrológico.

Capítulo 6. Estimación de incertidumbres en el patrón de transferencia

Las herramientas de simulación por elementos finitos han demostrado ser muy útiles a la hora de evaluar no solo las características mecánicas del diseño propuesto, sino también su comportamiento metrológico. Gracias a los estudios descritos fue posible estimar la respuesta del sistema ante la presencia de las distintas influencias, evaluando el impacto que cada una de ellas podría tener sobre las componentes empleadas para la obtención de la medida del par.

Si bien este análisis permitió conocer la respuesta del sistema incluso antes de su fabricación, uno de los principales objetivos de la investigación era tratar cuantificar la calidad del SFP como patrón de transferencia del par. Para ello se llevó a cabo una estimación de la incertidumbre relativa del sistema. En esta estimación se incluirían tanto los datos externos (certificados de calibración, especificaciones técnicas de fabricantes, etc.) como los resultados del estudio de influencias. Cada variación causada por las distintas en las medidas de fuerza, momento flector local o longitud del brazo será considerada como una contribución de incertidumbre.

Para llevar a cabo el modelo de cálculo para la estimación de la incertidumbre se han seguido las recomendaciones de la Guía para la Expresión de la Incertidumbre de Medida, comúnmente conocida como “GUM” (Joint Committee for Guides in Metrology (JCGM), 2008). Sin embargo, es necesario señalar que esta estimación se lleva a cabo partiendo de datos no definitivos y resultados de las simulaciones. El objetivo es proponer un modelo preliminar de cálculo, para obtener una primera estimación de la incertidumbre relativa asociada del SFP en su etapa de diseño y evaluación. Por lo tanto, no se disponen de datos ni resultados concretos de calibración del SFP.

Una línea de futuro desarrollo, una vez construido el SFP, sería revisar el modelo de estimación de incertidumbres desarrollado e incluir los criterios de cálculo de incertidumbre típicos en calibraciones de fuerza (al ser los transductores de este tipo). Estos criterios (tales como repetibilidad, reproducibilidad, histéresis, etc.) están recogidos en la norma UNE-EN ISO 376:2011. Además, tal y como se ha explicado en capítulos anteriores, las especiales características de los bancos de ensayo requerirían de un estudio pormenorizado de la respuesta del patrón de transferencia, observando como características como la rotación o la aplicación de cargas variables afectan a contribuciones típicas de la medición, como el creep o la histéresis.

Otro aspecto no considerado en el modelo matemático de estimación de la incertidumbre fue la correlación entre algunas de las componentes. Se han tratado los transductores y las medidas asociados (fuerza, momento flector local) como entes independientes. Por ello, el cálculo de la incertidumbre asume que se trata de magnitudes de entradas no correladas. Como se observó en el análisis de los resultados ante las distintas influencias, si existe una relación tanto entre la fuerza y el momento flector como entre las fuerzas locales medidas por los cuatro transductores. Sin embargo, dado que considerar un modelo de magnitudes de entrada correladas requeriría de un gran número de nuevas simulaciones, con nuevos estudios y cálculos más detallados, se decidió optar por la simplificación en la que las magnitudes de entrada se consideraron como no correladas. En la línea de futuro de desarrollo donde se revise el modelo de cálculo de incertidumbres sería necesario revisar esta simplificación y estudiar el caso de magnitudes de entrada correladas.

A continuación se expone el modelo de cálculo de incertidumbre en detalle. Se decidió llevar a cabo los cálculos en varias etapas, de modo que el proceso de cálculo resultara escalonado y esquemático y de ese modo fuera accesible a todas las partes implicadas en el proyecto. Además, era necesario considerar contribuciones externas de diferente tipo para cada una de las tres componentes de la medición, por lo que un modelo por etapas permitía diferenciar las contribuciones que aplicaban en cada caso.

Una ventaja de este modelo por etapas era la posibilidad de obtener información individualizada de las medidas de las componentes implicadas en la medición del par. De este modo era posible estudiar por separado la incertidumbre de solo una de las componentes (por ejemplo, la fuerza de medición) y observar cómo influían en la misma las distintas incertidumbres.

A continuación se describen las características del modelo para la estimación de la incertidumbre: datos de entrada externos, estudios de influencias, etc. Por último se exponen los resultados obtenidos a través del modelo propuesto.

En base a los datos disponibles, se estudió la incertidumbre asociada a cada una de las componentes del par. Por último dichas incertidumbres se combinaron para finalmente estimar la incertidumbre asociada del patrón de transferencia.

6.1. Modelo para la estimación de incertidumbres del patrón de transferencia

En primer lugar cabe señalar dos aspectos. El primero, el tipo de datos de entrada al cálculo de incertidumbres. Como se ha explicado, hasta el momento de la construcción del SFP no se dispondrían de datos reales de la medición del par en el banco de ensayos. Por este motivo, aquellas contribuciones habitualmente consideradas por las normas de calibración del par (repetibilidad, reproducibilidad, etc.) no podían considerarse en el modelo preliminar.

El modelo a desarrollar perseguía estimar la incertidumbre asociada a las condiciones de operación presentes en los bancos de ensayo, previamente comentadas y estudiadas en capítulos anteriores, como la temperatura o las cargas parásitas. Por ello, gran parte de la información empleada a la hora de estimar las contribuciones de incertidumbre provenía de los resultados obtenidos en los distintos estudios FEM desarrollados. Como ya se ha comentado, los parámetros empleados para llevar a cabo las simulaciones que evaluaron las distintas influencias son aquellos descritos en el capítulo 2, suministrados por los operadores de los bancos de ensayo de nacelles.

Sin embargo, se buscó incluir también aquellos datos disponibles para las distintas componentes implicadas en la medición del par: el brazo y los transductores de fuerza. Para ello, se emplearon los datos disponibles por parte del fabricante, así como información estimada a partir de la experiencia en los laboratorios de los distintos NMIs participantes.

Se disponía por tanto de dos clases de datos de partida a la hora de elaborar el modelo de cálculo de incertidumbres: los datos obtenidos a partir de los resultados de las simulaciones por elementos finitos en esta investigación y los datos proporcionados por terceros o estimados en base a la experiencia de laboratorio, considerados como “externos”, dado que no son fruto de los resultados de la investigación descrita en esta tesis.

El segundo aspecto a comentar sería la separación en etapas del cálculo del modelo. El modelo de estimación de la incertidumbre debía ser manejado por todos los participantes del proyecto, incluidos los operadores de los bancos de ensayos de nacelles, quienes no estaban tan familiarizados con la normativa y procedimientos para el cálculo de incertidumbres como los representantes de los NMIs participantes.

Para simplificar el modelo de cara a su empleo por todos participantes del proyecto se decidió separar el procedimiento de estimación en varias etapas (Figura 6.1). En una primera etapa, es necesario introducir los datos específicos del sistema a evaluar en las tablas correspondientes (descritas en las secciones siguientes): condiciones ambientales, par nominal a medir, modelo y características de transductores, número de transductores, etc.

En base a los datos específicos introducidos en el modelo en el paso anterior (incluyendo las variaciones ante las distintas influencias evaluadas mediante herramientas FEM) se procedería a la estimación de la incertidumbre asociada al patrón de transferencia, comenzando por los elementos implicados en el cálculo del par de torsión medido.

Por ello, en la segunda etapa se calculó en primer lugar la incertidumbre asociada a cada una de las componentes del par: fuerza, momento flector y longitud el brazo. Para las tres componentes se tuvieron en cuenta los datos de la etapa anterior, incluyendo contribuciones

debidas a los estudios por elementos finitos así como contribuciones debidas a la información obtenida de las especificaciones técnicas.

Finalmente, en la tercera y última etapa, una vez obtenidas las incertidumbres de cada una de las tres componentes, se emplearon los resultados para determinar el valor total del par así como de su incertidumbre asociada.

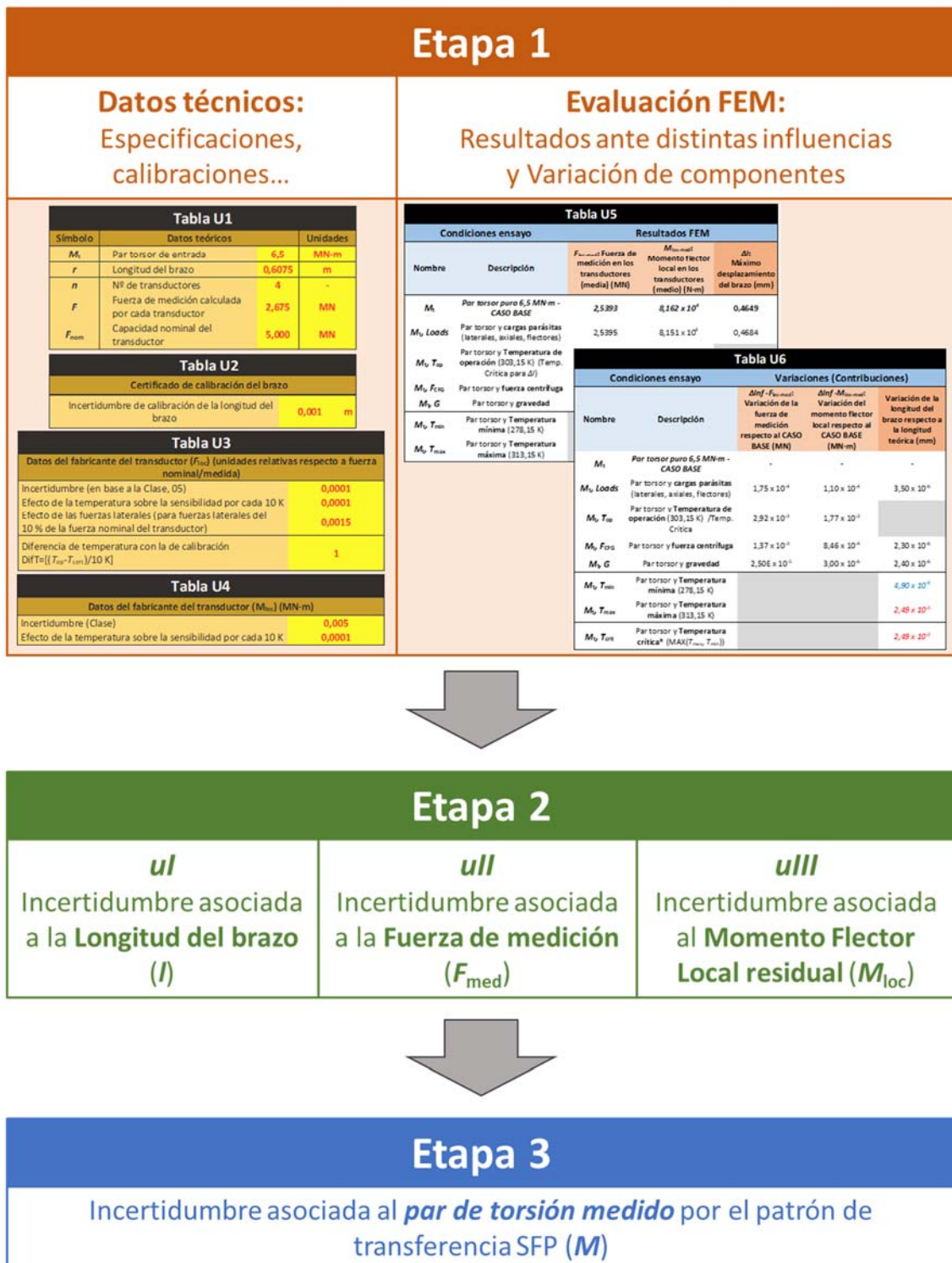


Figura 6.1. Etapas del modelo de incertidumbres

La incertidumbre combinada calculada para el par torsor medido, hallada en la etapa 3 del modelo, se obtuvo según la ecuación 6.1:

$$u_{\text{comb}}^2 = n \cdot ((\text{Coef}_I \cdot uI)^2 + (\text{Coef}_F \cdot uII)^2 + (\text{Coef}_M \cdot uIII)^2) \quad 6.1$$

Donde:

- u_{comb} es la incertidumbre combinada asociada al par torsor medido (M).
- n es el número de transductores.
- Coef_I es el coeficiente de sensibilidad asociado a la longitud del brazo.
- uI es la incertidumbre debida a la longitud del brazo.
- Coef_F es el coeficiente de sensibilidad asociado a la fuerza medida por cada transductor.
- uII es la incertidumbre debida a la fuerza medida por cada transductor.
- Coef_M es el coeficiente de sensibilidad asociado al momento flector soportado por cada transductor.
- $uIII$ es la incertidumbre debida al momento flector soportado por cada transductor.

En las secciones siguientes se detallan los cálculos y contribuciones considerados para la estimación de la incertidumbre asociada a cada una de las tres componentes considerados en la ecuación 6.1. Las distintas contribuciones consideradas y su relación con las distintas componentes del cálculo del par de torsión se muestran en la Figura 6.2.

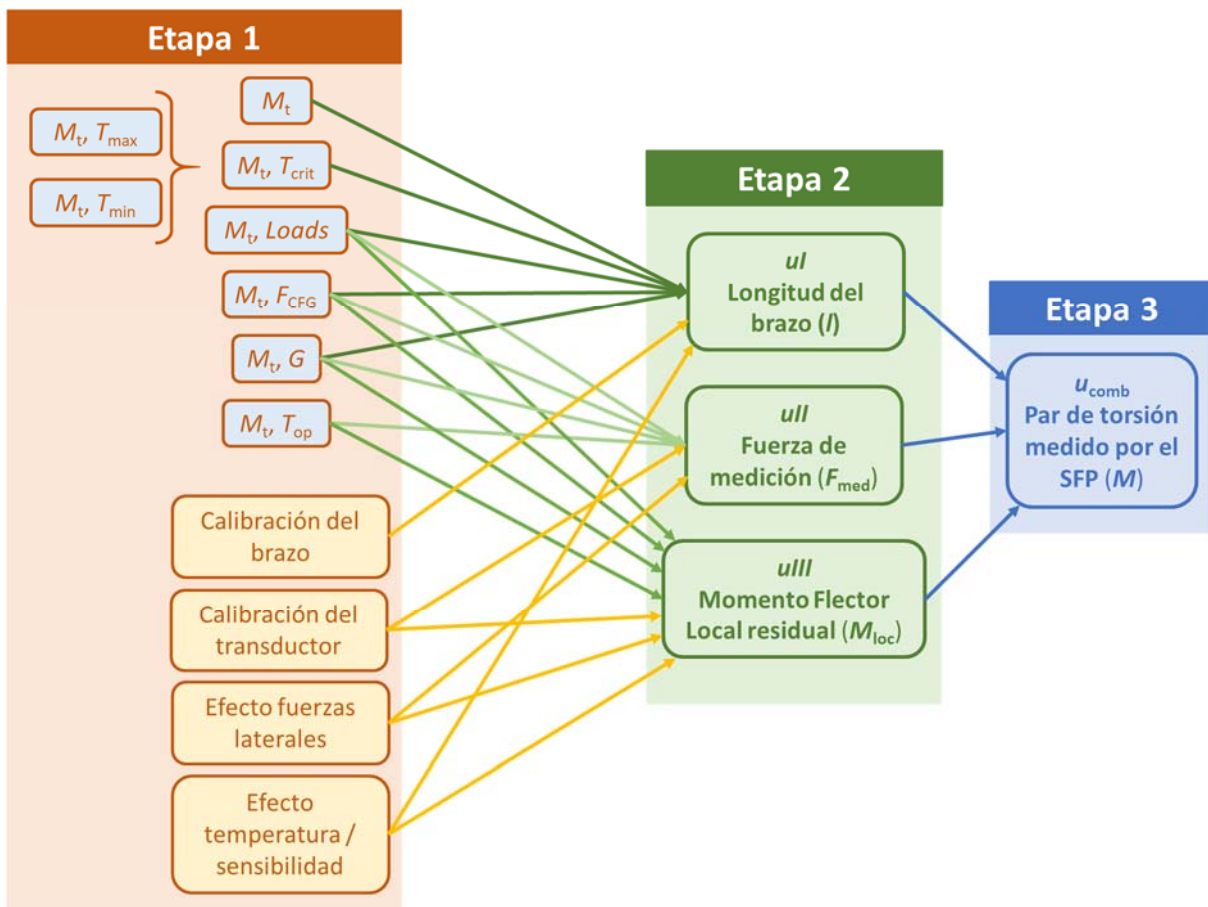


Figura 6.2. Relación entre las contribuciones de incertidumbre consideradas en las distintas etapas del proyecto

Las incertidumbres de las distintas componentes implicadas en la medición del par (longitud del brazo, fuerza de medición y momento flector local residual) se obtuvieron en estimaciones separadas en la segunda etapa. Los modelos seguidos para la obtención de estas estimaciones individuales se muestran en las ecuaciones XXXXXX y se detallarán en secciones posteriores.

- Incertidumbre asociada a la longitud del brazo (l)

$$uI_{\text{comb}}^2 = ((\text{Calibración})^2 + (M_t)^2 + (M_t, \text{Loads})^2 + (M_t, T_{\text{crit}})^2 + (M_t, F_{\text{CFG}})^2 + (M_t, G)^2) \quad 6.2$$

Donde:

- uI_{comb} es la incertidumbre combinada asociada a la longitud del brazo.
- *Calibración* es la contribución debida a la calibración de la longitud del brazo (procedente del correspondiente certificado de calibración).
- M_t es la contribución debida a la variación de la longitud del brazo ante la carga de par puro respecto de la longitud originalmente calibrada (obtenida a partir de simulaciones FEM).
- M_t, Loads es la contribución debida a variaciones de la longitud del brazo ante la presencia de cargas parásitas además del par torsor puro (obtenida a partir de simulaciones FEM).
- M_t, T_{crit} es la contribución debida a variaciones de la longitud del brazo ante la presencia de temperaturas extremas, máximas o mínimas (obtenida a partir de simulaciones FEM).
- M_t, F_{CFG} es la contribución debida a variaciones de la longitud del brazo causada por la rotación del equipo, solidario al banco de ensayos de nacelles (obtenida a partir de simulaciones FEM).
- M_t, G es la contribución debida a variaciones de la longitud del brazo causada por el peso propio del patrón de transferencia (obtenida a partir de simulaciones FEM).

- Incertidumbre asociada a la fuerza de medición (F_{med})

$$uI_{\text{comb}}^2 = ((\text{Calibración})^2 + (Ef_{\text{Lat}})^2 + (Ef_{\text{Temp}})^2 + (M_t, \text{Loads})^2 + (M_t, T_{\text{op}})^2 + (M_t, F_{\text{CFG}})^2 + (M_t, G)^2) \quad 6.3$$

Donde:

- uI_{comb} es la incertidumbre combinada asociada a la fuerza de medición en el transductor.
- *Calibración* es la contribución debida a la calibración del transductor (procedente del correspondiente certificado de calibración).
- Ef_{Lat} es la contribución debida al efecto de las fuerzas laterales sobre la medida efectuada por el transductor (facilitada en las especificaciones técnicas del fabricante).
- Ef_{Temp} es la contribución debida al efecto de la temperatura sobre la sensibilidad del transductor (facilitada en las especificaciones técnicas del fabricante).
- M_t, Loads es la contribución debida a la variación de la fuerza de medición ante la presencia de las cargas parásitas (obtenida a partir de simulaciones FEM).

- M_t, T_{op} es la contribución debida a la variación de la fuerza de medición ante la presencia de temperaturas extremas (máximas o mínimas) (obtenida a partir de simulaciones FEM).
- M_t, F_{CFG} es la contribución debida a la variación de la fuerza de medición causada por la rotación del equipo, solidario al banco de ensayos de nacelles (obtenida a partir de simulaciones FEM).
- M_t, G es la contribución debida a la variación de la fuerza de medición causada por el peso propio del patrón de transferencia (obtenida a partir de simulaciones FEM).

- Incertidumbre asociada al momento flector local residual (M_{med})

$$u_{III_{comb}}^2 = ((Calibración)^2 + (Ef_{Lat})^2 + (Ef_{Temp})^2 + (M_t, Loads)^2 + (M_t, T_{op})^2 + (M_t, F_{CFG})^2 + (M_t, G)^2) \quad 6.4$$

Donde:

- $u_{III_{comb}}$ es la incertidumbre combinada asociada al momento flector residual en el transductor.
- *Calibración* es la contribución debida a la calibración del transductor (procedente del correspondiente certificado de calibración).
- Ef_{Lat} es la contribución debida al efecto de las fuerzas laterales sobre la medida efectuada por el transductor (facilitada en las especificaciones técnicas del fabricante).
- Ef_{Temp} es la contribución debida al efecto de la temperatura sobre la sensibilidad del transductor (facilitada en las especificaciones técnicas del fabricante).
- $M_t, Loads$ es la contribución debida a la variación del momento flector local residual ante la presencia de las cargas parásitas (obtenida a partir de simulaciones FEM).
- M_t, T_{op} es la contribución debida a la variación del momento flector local residual ante la presencia de temperaturas extremas (máximas o mínimas) (obtenida a partir de simulaciones FEM).
- M_t, F_{CFG} es la contribución debida a la variación del momento flector local residual causada por la rotación del equipo, solidario al banco de ensayos de nacelles (obtenida a partir de simulaciones FEM).
- M_t, G es la contribución debida a la variación del momento flector local residual causada por el peso propio del patrón de transferencia (obtenida a partir de simulaciones FEM).

El modelo de cálculo desarrollado para la estimación de incertidumbres es en realidad una plantilla. En caso de modificar el sistema de fuerza palanca (cambio en el número de transductores, cambio de su capacidad, etc.), podrían introducirse aquellos datos de entrada específicos del nuevo sistema (externos y/o nuevos resultados de simulaciones) en las tablas correspondientes. Estas tablas recogen las contribuciones y variaciones que se considerarían en los cálculos de incertidumbre posteriores. Se denominaron con la letra U seguida de un número (ejemplo “Tabla U1”); esta numeración no guarda relación con el cálculo posterior de incertidumbres, siendo simplemente un valor de codificación.

En base a los nuevos datos introducidos el modelo desarrollado actualiza los resultados del resto de tablas y cálculos de manera automática, obteniéndose el nuevo valor de incertidumbre según las características del sistema.

Esto supone un gran ventaja a la hora de realizar nuevas investigaciones o posibles variaciones del diseño. También es útil para comparar diseños alternativos de SFP.

El modelo desarrollado en esta investigación fue contrastado con los representantes de los NMIs participantes en el proyecto, siendo validado y aceptado por todas las entidades participantes como modelo común para evaluar los patrones de transferencia basados en fuerza palanca (CEM & EMPIR 14IND14, 2018). El modelo se aplicó a sistemas con magnitudes de par de entre 5 y 6,5 MN·m, siendo aprobado en este rango de trabajo. En caso de no aplicar modificaciones significativas en las componentes del sistema, se estimó que el modelo podría ser válido para valores de par aún mayores.

A continuación se explican en detalle las distintas partes del modelo de estimación de la incertidumbre.

6.1.1. Datos empleados para la estimación de las distintas contribuciones: datos técnicos

Toda la información relevante de cara al cálculo de las incertidumbres se agrupó en una serie de tablas individuales. Este formato resultaba especialmente interesante, dado que facilitaba la posibilidad de modificar datos puntuales ante cambios posteriores al proceso de diseño; por ejemplo, una variación de la incertidumbre asociada a la longitud del brazo tras una nueva calibración de la misma los mismos o un cambio en el modelo de transductor de fuerza empleado.

La primera tabla (Denominada en el modelo “U1”, Tabla 6.1) mostraba los valores teóricos asociados al funcionamiento del SFP: par de entrada, fuerza teórica en los transductores, longitud del brazo, etc.

Tabla 6.1. Datos generales del SFP

Tabla U1			
Símbolo	Datos teóricos		Unidades
M_t	Par torsor de entrada	6,5	MN·m
r	Longitud del brazo	0,6075	m
n	Nº de transductores	4	-
F	Fuerza de medición calculada por cada transductor	2,675	MN
F_{nom}	Capacidad nominal del transductor	5,000	MN

La siguiente tabla, denominada “U2” en el modelo (Tabla 6.2) incluía la información relativa a la calibración del brazo. Dado que el brazo, al igual que el resto de componentes del SFP, no ha sido construido aún, el valor real de calibración del mismo no se conoce aún. Por ello se estimó el valor resultante de la calibración de una pieza de tales características en base a la experiencia de los representantes de los NMIs participantes en el proyecto.

Tabla 6.2. Datos del brazo

Tabla U2		
Certificado de calibración del brazo		
Incertidumbre de calibración de la longitud del brazo	0,001	m

En la tabla denominada “U3” (Tabla 6.3) se agruparon los datos relativos al transductor y a la fuerza medida por el mismo. Estos datos se obtuvieron de las especificaciones técnicas del modelo comercial, facilitadas por el fabricante. Entre ellos se consideraron las siguientes características:

- **Clase/Incertidumbre:** aunque la incertidumbre final del transductor dependerá de la calibración de cada equipo concreto, la clase nos ayuda a estimar la incertidumbre asociada al modelo.
- **Efecto de la temperatura sobre la sensibilidad por cada 10 K:** Como se ha venido comentando en secciones anteriores, los transductores son sensible a las variaciones de temperatura. Esta característica indica la variación porcentual de la medida por cada 10 K de diferencia con respecto a la temperatura de calibración (293,15 K).
- **Efecto de las fuerza laterales:** Hay una desviación del 0,15 % por fuerzas laterales del 10 % de la fuerza nominal del transductor. Será necesario por lo tanto aplicar una pequeña corrección al incluir esta contribución a la medición de la fuerza en función del valor de las fuerzas laterales.
- **Diferencia de la temperatura de operación respecto a la de calibración (DifT):** para poder tener en cuenta el efecto de la temperatura anteriormente comentado, es necesario calcular la diferencia de temperatura entre la de operación T_{op} (303,15 K) y la de calibración T_{cert} (293,15 K, establecida en las especificaciones técnicas del fabricante).

$$DifT = \frac{(T_{op} - T_{cert})}{10 \text{ K}} = \frac{303,15 \text{ K} - 293,15 \text{ K}}{10 \text{ K}} \cong 1 \quad 6.5$$

Tabla 6.3. Datos externos del trasnductor, relativos a la medición de fuerza

Tabla U3	
Datos del fabricante del transductor (F_{loc}) (unidades relativas respecto a fuerza nominal/medida)	
Incertidumbre (en base a la Clase, 05)	0,0001
Efecto de la temperatura sobre la sensibilidad por cada 10 K	0,0001
Efecto de las fuerzas laterales (para fuerzas laterales del 10 % de la fuerza nominal del transductor)	0,0015
Diferencia de temperatura con la de calibración DifT= $[(T_{op}-T_{cert})/10 \text{ K}]$	1

En la tabla denominada U4 (Tabla 6.4) se tienen los datos relativos a los momentos flectores en el transductor. Algunos de estos datos no se encuentran disponibles en las especificaciones suministradas por el fabricante, dado que precisarían ensayos especiales o una caracterización detallada del equipo concreto. Por ello se propuso al resto de participantes emplear el mismo efecto de temperatura (dado que el material y la geometría es la misma), pero se asumió una clase de peor calidad (y por lo tanto, una mayor incertidumbre) que en el caso de la fuerza de medición, mayorando así la posible contribución debida a los momentos flectores.

Tabla 6.4. Datos externos del transductor, relacionados con los momentos flectores

Tabla U4	
Datos del fabricante del transductor (M_{loc}) (MN·m)	
Incertidumbre (Clase)	0,005
Efecto de la temperatura sobre la sensibilidad por cada 10 K	0,0001

6.1.2. Datos para la estimación de las distintas contribuciones: resultados de simulación por elementos finitos

Una vez considerados los datos relativos a las componentes del sistema, pasaron a evaluarse los resultados obtenidos a través de las simulaciones del patrón de transferencia completo mediante herramientas FEM. Mediante los resultados obtenidos, podía anticiparse como variaría el desempeño del sistema ante la presencia de las distintas influencias y estimar cual podría ser la máxima desviación esperable en caso de estar presentes dichas influencias.

En la tabla denominada “U5” (Tabla 6.5) se resumieron los resultados de las simulaciones para cada una de las influencias. Se recogieron los valores medios de fuerza de medición y momentos flectores locales y la variación de la longitud del brazo para todos los casos. Estos datos son los mismos que se mostraron anteriormente en las Tabla 5.8, Tabla 5.9 y Tabla 5.12 respectivamente, recogiendo los resultados de los estudios de influencias. Como se ha comentado en el capítulo 2, los parámetros con los que se definieron estos estudios (temperaturas, cargas, etc.) fueron suministrados por los operadores de los bancos de ensayo de nacelles.

En ella se tienen diferentes estudios de simulación y sus resultados para las tres componentes de la medición del par:

- “ M_t ”: Este ensayo solo consideraba la presencia de par puro. Se trata de un caso ideal, en el que ninguna de las influencias estaría presente. Los resultados obtenidos en este caso se emplearían como referencia para comparar los obtenidos en el resto de estudios. De este modo, la variación entre un estudio con una influencia determinada frente al caso “ M_t ” supondría observar la variación causada por esa influencia concreta sobre una medida de par ideal.
- “ M_t , *Loads*”: Este estudio analizaba el efecto de cargas parásitas (fuerzas y momentos flectores) presentes en el bancos de ensayos, y como las mismas pueden afectar al par tursor medido.
- “ M_t , T_{crit} ”: Como se ha explicado en capítulos anteriores, para el estudio de la temperatura de operación T_{op} no se evaluó la variación de la longitud del brazo, dado que para dicha variación se considerarían los casos de estudio de temperatura máxima y mínima; estas temperaturas representaban el caso más extremo al que podía verse sometido el brazo, cuya longitud no se tara al inicio de cada ensayo.

Por el contrario, tal y como se indicó en el estudio de influencias, las variaciones de la fuerza y el momento flector en los transductores se evaluarían únicamente para el caso de la temperatura de operación T_{op} .

En el caso de los transductores es posible tarar la señal al inicio del ensayo, tomando la señal a carga nula, la cual considera la temperatura que se tiene al inicio del estudio. En el tiempo que transcurre durante una calibración de par completa, la variación de temperatura es inferior a la que se tendría si se consideraran las temperaturas máxima y mínima.

Por este motivo, en lugar de estas temperaturas extremas, para observar los efectos sobre el transductor y sus medidas se emplea la temperatura T_{op} , cuyo valor respecto al valor de referencia durante las simulaciones es menor que el de la temperatura máxima o mínima.

- “ M_t, F_{CFG} ”: Este análisis representa el efecto de la fuerza centrífuga generada por la rotación del sistema durante la calibración.
- “ M_t, G ”: Con este análisis se tuvo en cuenta el efecto de la gravedad, obteniendo por tanto las posibles variaciones debidas a las componentes del SFP, de masas elevadas.
- “ M_t, T_{min} ”, “ M_t, T_{max} ”: Estos estudios se llevaron a cabo para determinar cómo variaba las medidas obtenidas ante una temperatura extrema (mínima y máxima respectivamente). Como se ha comentado, el efecto de estos parámetros no se estudió para las componentes de medición relacionadas con el transductor (fuerza y momento flector) pero sí para evaluar la longitud del brazo. Dado que la longitud del brazo no se monitoriza durante los ensayos, no es posible determinar cuál es su variación ante la temperatura durante el ensayo y por lo tanto, no es posible tarar esa posible variación. Por este motivo, se consideraron los casos de temperaturas más extremas en el caso de la longitud del brazo.

Tabla 6.5. Datos obtenidos a partir de los estudios de influencias mediante elementos finitos

Tabla U5				
Condiciones ensayo		Resultados FEM		
Nombre	Descripción	$F_{loc-med}$: Fuerza de medición en los transductores (media) (MN)	$M_{loc-med}$: Momento flector local en los transductores (medio) (N·m)	Δl : Máximo desplazamiento del brazo (mm)
M_t	Par torsor puro 6,5 MN·m - CASO BASE	2,5393	$8,162 \times 10^4$	0,4649
$M_t, Loads$	Par torsor y cargas parásitas (laterales, axiales, flectores)	2,5395	$8,151 \times 10^4$	0,4684
M_t, T_{op}	Par torsor y Temperatura de operación (303,15 K) (Temp. Crítica para Δl)	2,5364	$8,339 \times 10^4$	
M_t, F_{CFG}	Par torsor y fuerza centrífuga	2,5379	$8,246 \times 10^4$	0,4672
M_t, G	Par torsor y gravedad	2,5393	$8,162 \times 10^4$	0,4673
M_t, T_{min}	Par torsor y Temperatura mínima (278,15 K)			0,4698
M_t, T_{max}	Par torsor y Temperatura máxima (313,15 K)			0,4898

Variaciones de las componentes de la medición del par ante las distintas influencias

Era necesario tratar los datos para poder emplearlos como contribuciones de incertidumbre. Tal y como se ha comentado, todos los ensayos consideraban el par puro además de cada influencia a estudiar (“ M_t, T_{max} ”, “ $M_t, Loads$ ”, etc.). Para poder conocer la desviación causada por cada influencia, era necesario calcular la variación entre cada caso y el caso ideal. Dicha

desviación sería considerada como una contribución de incertidumbre para cada una de las tres componentes del par: fuerza, momentos flectores y longitud del brazo.

Las dos primeras (fuerza y momento flector), relacionadas con el transductor, se trataron comparando los resultados obtenidos para cada influencia estudiada con los alcanzados en el estudio “ M_t ”, caso ideal donde solo se aplicaba par torsor. Dicha desviación (“ ΔInf ”) se calculó como muestra la ecuación 6.6:

$$\Delta Inf = |(M_t, Inf) - (M_t)| \quad 6.6$$

Donde ΔInf es la variación de la magnitud de cada componente debida a cada influencia estudiada, M_t, Inf los valores obtenidos en la simulaciones al considerar el par puro junto con cada influencia y M_t el valor de las componentes (fuerza y momento flector) debidas al caso base donde solo se aplica el par puro. Este cálculo se llevó a cabo para las medidas de fuerza y las de momento, que aparecen en la Tabla 6.6. En la se denomina $\Delta Inf - F_{loc-med}$ y $\Delta Inf - M_{loc-med}$ a las contribuciones a la medición de la fuerza y del momento flector (respectivamente) del transductor debidas a cada una de las influencias consideradas.

Por el contrario, el brazo se trató de manera algo diferente. En todos los estudios (tanto “ M_t ” como los estudios que consideraban influencias) se midió la máxima variación de la longitud del brazo. Es decir, se obtenía directamente la desviación de la longitud respecto a su estado de reposo (longitud teórica). Por lo tanto, estas desviaciones fueron directamente consideradas como contribuciones a la incertidumbre de la longitud del brazo.

En la tabla U6 (Tabla 6.6) se recogieron las contribuciones debidas a cada una de las influencias para cada una de las tres componentes de la medición del par.

Tabla 6.6. Cálculos de las variaciones a considerar debidas a cada influencia

Tabla U6				
Condiciones ensayo		Variaciones (Contribuciones)		
Nombre	Descripción	$\Delta Inf - F_{loc-med}$: Variación de la fuerza de medición respecto al CASO BASE (MN)	$\Delta Inf - M_{loc-med}$: Variación del momento flector local respecto al CASO BASE (MN·m)	Variación de la longitud del brazo respecto a la longitud teórica (mm)
M_t	Par torsor puro 6,5 MN·m - CASO BASE	-	-	-
$M_t, Loads$	Par torsor y cargas parásitas (laterales, axiales, flectores)	$1,75 \times 10^{-4}$	$1,10 \times 10^{-4}$	$3,50 \times 10^{-6}$
M_t, T_{op}	Par torsor y Temperatura de operación (303,15 K) /Temp. Crítica	$2,92 \times 10^{-3}$	$1,77 \times 10^{-3}$	
M_t, F_{CFG}	Par torsor y fuerza centrífuga	$1,37 \times 10^{-3}$	$8,46 \times 10^{-4}$	$2,30 \times 10^{-6}$
M_t, G	Par torsor y gravedad	$2,50E \times 10^{-5}$	$3,00 \times 10^{-6}$	$2,40 \times 10^{-6}$
M_t, T_{min}	Par torsor y Temperatura mínima (278,15 K)			$4,90 \times 10^{-6}$
M_t, T_{max}	Par torsor y Temperatura máxima (313,15 K)			$2,49 \times 10^{-5}$
M_t, T_{crit}	Par torsor y Temperatura crítica* (MAX(T_{max} , T_{min}))			$2,49 \times 10^{-5}$

De cara a determinar la contribución debida a la temperatura en el caso de la longitud del brazo se tenían dos alternativas: temperatura máxima y mínima. La contribución finalmente empleado fue la debida a la temperatura denominada "Temperatura crítica" (" M_t, T_{crit} " en la Tabla 6.6. Ante las dos posibles temperaturas a evaluar en el caso de la longitud, del brazo, se decidió emplear aquel caso que mayor variación de la longitud causara. El caso en el que se estudiaba la temperatura máxima, " M_t, T_{max} ", resultó tener mayor variación ($2,49 \times 10^{-5}$ mm frente a los $4,9 \times 10^{-6}$ mm causados por la temperatura mínima), por lo que fue el valor empleado como contribución de incertidumbre debida a la temperatura, pasando a denominarse temperatura crítica o " M_t, T_{crit} "; de este modo se aseguraba que se tenía en cuenta la situación más desfavorable.

En la siguiente fase del modelo, se estimarían las incertidumbres asociada a los elementos de la medida del par de torsión. Para su estimación se consideraron las contribuciones debidas a los estudios por elementos finitos como contribuciones obtenidas de manera experimental, por lo que se asimilaron a una distribución normal. Los valores aquí obtenidos son los más desfavorables para las situaciones más críticas posibles en los bancos de ensayo considerados (cargas parásitas máximas, temperaturas extremas, etc.). Una línea de futuro desarrollo sería el empleo de distintos parámetros de entrada, multiplicando el número de simulaciones y resultados, estudiando la variabilidad de las posibles contribuciones según el banco de ensayos en el que se instalara el brazo, sus condiciones de operación, etc.

6.2. Incertidumbres de las componentes del par

Una vez recopilada la información necesaria se procedió a efectuar el cálculo de la incertidumbre. Dado que no todos las magnitudes de entrada aplicaban a todos las componentes de la medición del par, se decidió separar el cálculo de incertidumbres en dos etapas. En primer lugar se calcularía la incertidumbre relativa asociada a cada una de las tres componentes implicadas en la medición del par: longitud del brazo (I), fuerza de medición (II) y momentos flectores locales residuales (III). El cálculo de cada una de ellas se detalla en las tablas Tabla 6.7, Tabla 6.8 y Tabla 6.9.

Las magnitudes de entrada para cada una de las contribuciones son las que figuran en la columna “ u original” (Contribución original) en cada una de las tablas. En aquellos casos en los que se considere que la contribución sigue una distribución de tipo rectangular se obtiene el valor de la “Incertidumbre típica” según la ecuación 6.7. El resto de las contribuciones siguen distribuciones de tipo normal.

$$u_{\text{típica}} = \frac{u_{\text{orig}}}{\sqrt{3}} \quad 6.7$$

donde u_{orig} corresponde a las magnitudes de entrada recogidas en la columna “ u original” y $u_{\text{típica}}$ a los resultados mostrados en la columna “ u típica” (“Incertidumbre típica”).

Una vez se obtuvo la incertidumbre combinada de cada una de las componentes involucradas en la medida del par, se emplearon los resultados obtenidos como magnitudes de entrada para el cálculo de la incertidumbre del par torsor.

6.2.1. Resultados parciales: Longitud del brazo (I)

La primera componente estudiada fue la longitud del brazo. El cálculo de su magnitud e incertidumbre asociada se muestra en la Tabla 6.7. Las unidad elegida para el cálculo es el metro, debido a que posteriormente se emplearán los resultados obtenidos para el cálculo del par torsor, en MN·m y su incertidumbre relativa asociada.

Tabla 6.7. Estimación de la incertidumbre asociada a la longitud del brazo

Longitud del brazo - Estimación de incertidumbre										
N	Magnitud de entrada		Unid.	Fuente	u original	Tipo de distribución	u típica	Coef. sens.	Contribución	%
0	Calibración	0,6075	m	Certificado	$1,00 \times 10^{-3}$	Rectang.	$5,77 \times 10^{-4}$	1	$5,77 \times 10^{-4}$	99,288
1	M_t	$4,65 \times 10^{-4}$	m	FEM	$4,65 \times 10^{-5}$	Normal	$4,65 \times 10^{-5}$	1	$4,65 \times 10^{-5}$	0,644
2	M_v Loads	$3,50 \times 10^{-6}$	m	FEM	$3,50 \times 10^{-6}$	Normal	$3,50 \times 10^{-6}$	1	$3,50 \times 10^{-6}$	0,004
3	M_v T_{crit}	$2,49 \times 10^{-5}$	m	FEM	$2,49 \times 10^{-5}$	Rectang.	$1,44 \times 10^{-5}$	1	$1,44 \times 10^{-5}$	0,062
4	M_v F_{CFG}	$2,30 \times 10^{-6}$	m	FEM	$2,30 \times 10^{-6}$	Normal	$2,30 \times 10^{-6}$	1	$2,30 \times 10^{-6}$	0,002
5	M_v G	$2,40 \times 10^{-6}$	m	FEM	$2,40 \times 10^{-6}$	Normal	$2,40 \times 10^{-6}$	1	$2,40 \times 10^{-6}$	0,002

I. Longitud del brazo (mm)	0,60796 +/- 0,00058
Valor relativo	0,191 %

u_{comb} (mm)	0,00058	$k=2$
U_{Ie} (mm)	0,0012	

Magnitud real: I. Longitud del brazo

Se asumió que el valor real de la longitud del brazo no sería exactamente el valor obtenido en la calibración, sino que debido al par torsor, presente en cualquier ensayo, habría una deformación "fija". Por ello, el valor real se calculó como la suma del valor de calibración (en esta estimación equivalente al valor teórico, 607,50 mm) y la deformación debida a la carga de par que se pretende medir, obtenida en el caso " M_t " de simulación (6.8).

$$\begin{aligned} \text{Longitud del brazo (real)} &= \text{Long. calibrada} + \text{Variación durante operación} \\ &= \text{Long. calibrada} + M_t \end{aligned} \quad 6.8$$

Incertidumbre relativa asociada a la longitud del brazo: U_I

Para calcular la incertidumbre asociada a la longitud del brazo se incluyeron dos tipos de contribuciones: aquellas obtenidas a partir de información externa, como el certificado de calibración de la longitud del brazo, y las estimaciones obtenidas a partir de los estudios de influencias mediante herramientas FEM. Los valores considerados como contribuciones de incertidumbre son los que figuran en la columna " u original" de la Tabla 6.7.

- **Contribución original "Calibración":** resultado que se obtendría en la calibración de la longitud del brazo tras su fabricación y previamente a su integración en el SFP. Siguiendo las recomendaciones de la GUM, y dado que la información procede de un certificado

de terceros, se consideró que esta era una incertidumbre de tipo B, por lo que para obtener la contribución de incertidumbre típica se consideró una distribución de tipo rectangular, calculada según lo explicado en la ecuación 6.7.

- **Contribución original “ M_t ”:** Contribución debida a la variación de la longitud del brazo ante la carga debida al par de torsión puro (6,5 MN·m) sin otras influencias. Esta variación se suma al valor de la longitud obtenida en la calibración del brazo. Para cuantificar la posible desviación de este valor obtenido mediante elementos finitos se le asignó una contribución igual al 10 % del valor obtenido en la simulación. Así, para la variación “ M_t ” obtenida, de $4,65 \times 10^{-4}$ mm, se asumió una posible contribución de incertidumbre de $4,65 \times 10^{-5}$ mm. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , $Loads$ ”:** Contribución debida al efecto del par puro torsor combinado con las cargas parásitas. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , T_{crit} ”:** Contribución debida al efecto del par puro torsor combinado con la temperatura crítica. Como se ha comentado, esta temperatura coincide con la temperatura máxima, la cual provocaba mayores desviaciones de la longitud del brazo que en el caso de la temperatura mínima. Siguiendo las recomendaciones de la GUM, se consideró la contribución debido a la temperatura como una incertidumbre de tipo B y la incertidumbre típica se calculó suponiendo una distribución de tipo rectangular, calculada según lo explicado en la ecuación 6.7. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , F_{CFG} ”:** Contribución debida al efector del par puro torsor en conjunto con la fuerza centrífuga. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , G ”:** Contribución debida al efector del par puro torsor en conjunto con la gravedad. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.

Resultados

La longitud del brazo medida resultó de 607,96 mm, con una incertidumbre asociada relativa del 0,191 %, una incertidumbre realmente baja. Esta incertidumbre relativa se obtuvo a partir de la incertidumbre expandida de la longitud del brazo (U_{I_e}), la cual sería la empleada para caracterizar la longitud del brazo como medida independiente.

La última columna de la Tabla 6.7 muestra el peso de cada una de las contribuciones a la incertidumbre de la longitud del brazo en porcentaje. El 99,288 % de la incertidumbre combinada se debe al certificado de calibración del brazo, representando casi el 100 % de la incertidumbre total; esto indica que el efecto propia del brazo debida a su fabricación sería mucho mayor que la incertidumbre debida a las influencias que aparecerían posteriormente una vez ensamblado en el SFP y sometido a carga.

Con el fin de ponderar el efecto de las distintas contribuciones se representaron las mismas en la Figura 6.3. En ella se puede apreciar como la contribución debida a la calibración del brazo supone prácticamente el total de la incertidumbre asociada a la longitud del brazo. En segundo

lugar, con un valor muy inferior, tendríamos la incertidumbre debida al caso base M_t , donde solo se aplica el par puro (0,644 %).

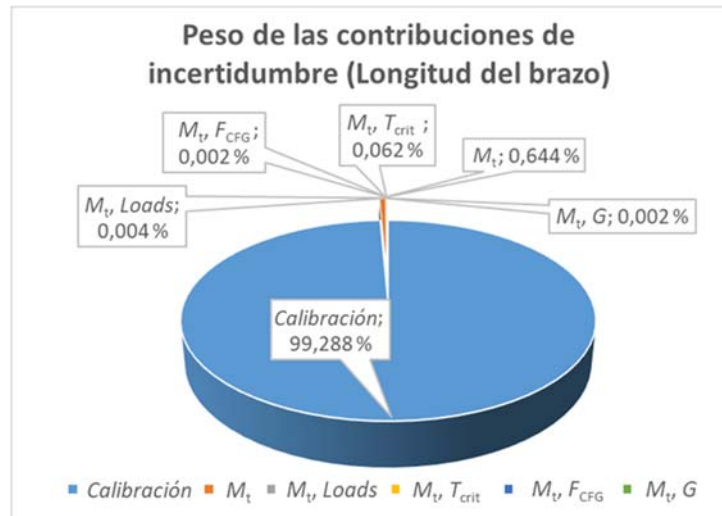


Figura 6.3. Peso de las distintas contribuciones de la incertidumbre de la componente "Longitud del brazo", ul

El resto de las contribuciones, aquellas debidas a las distintas influencias, no llegan al 0,1 % del total. Este resultado confirma el buen trabajo de mejora del diseño del brazo, descrito en el capítulo anterior, gracias al cual se ha conseguido minimizar el efecto de las distintas influencias. Para poder observar cuál de las distintas influencias tendría un mayor impacto sobre la variación de la longitud del brazo se representaron de nuevo las contribuciones de incertidumbre, obviando la debida a la calibración de la longitud y la debida al caso de par puro (Figura 6.4).

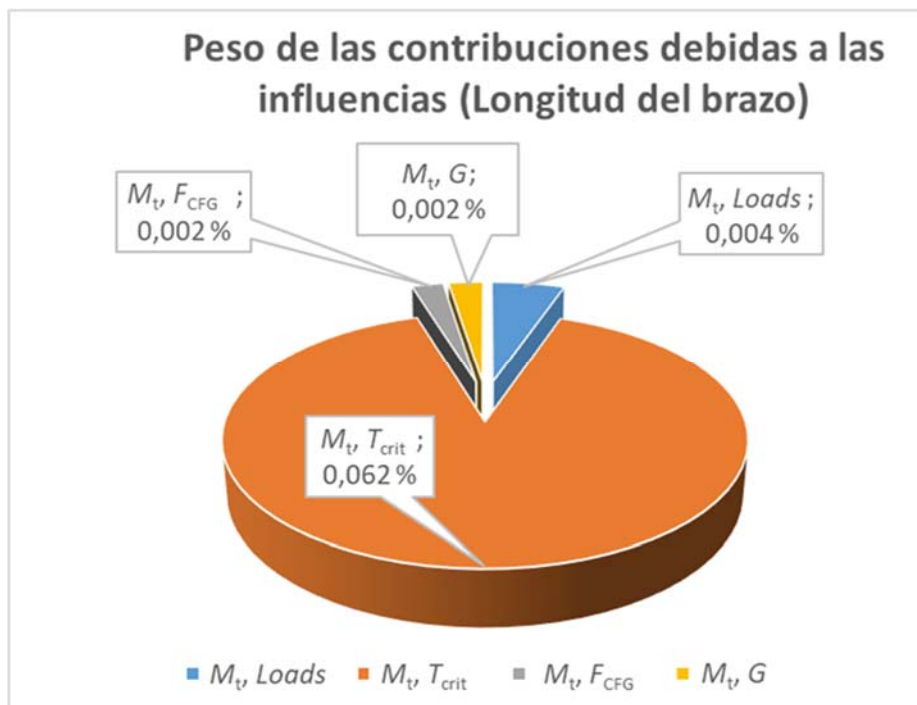


Figura 6.4. Peso de las contribuciones debidas a las influencias, sin considerar la calibración del brazo

Como cabía esperar, la temperatura tiene un impacto mucho mayor que el resto de las incertidumbres (M_t, T_{crit} 0,062 % sobre el total), seguida de lejos por las cargas parásitas ($M_t, Loads$

Loads, 0,004 %). Las influencias con menor efecto han resultado ser la debida a la fuerza centrífuga (M_t , F_{CFG} , 0,002 %) y a la gravedad (M_t , G , 0,002 %). Ambas están directamente relacionadas con el peso del sistema, por lo que se puede afirmar que la reducción de la masa total conseguida en los procesos de mejora del brazo así como del SFP completo han conseguido reducir el efecto de estas influencias.

6.2.2. Resultados parciales: Fuerza de medición (II)

Las dos componentes restantes eran las relacionadas con las reacciones en el transductor. A continuación se presenta los resultados del cálculo de la magnitud e incertidumbre asociada a la fuerza medida por el transductor, F_{med} (valor medio de la fuerza de medición en los cuatro transductores) para la cual se emplearon los valores medios de los cuatro transductores (Tabla 6.8).

Tabla 6.8. Estimación de la incertidumbre asociada a la fuerza de medición

Fuerza de medición (F_{med}) - Estimación de incertidumbre										
N	Magnitud de entrada	Unid.	Fuente	u original	Tipo de distribución	u típica	Coef. sens.	Contribución	%	
0	Calibración	$2,54 \times 10^{-4}$	MN	Certificado	$2,54 \times 10^{-4}$	Rectang.	$1,47 \times 10^{-4}$	1	$1,474 \times 10^{-4}$	0,43
1	Efecto de las fuerzas laterales	$7,624 \times 10^{-4}$	MN	Certificado	$7,62 \times 10^{-4}$	Rectang.	$4,40 \times 10^{-4}$	1	$4,404 \times 10^{-4}$	3,86
2	Efecto de la temperatura en la sensibilidad	$2,544 \times 10^{-4}$	MN	Certificado	$2,54 \times 10^{-4}$	Rectang.	$1,47 \times 10^{-4}$	1	$1,474 \times 10^{-4}$	0,43
3	M_t , Loads	$1,754 \times 10^{-4}$	MN	FEM	$1,75 \times 10^{-4}$	Normal	$1,75 \times 10^{-4}$	1	$1,754 \times 10^{-4}$	0,61
4	M_t , T_{op}	$2,924 \times 10^{-3}$	MN	FEM	$2,92 \times 10^{-3}$	Rectang.	$1,69 \times 10^{-3}$	1	$1,694 \times 10^{-3}$	56,92
5	M_t , F_{CFG}	$1,374 \times 10^{-3}$	MN	FEM	$1,37 \times 10^{-3}$	Normal	$1,37 \times 10^{-3}$	1	$1,374 \times 10^{-3}$	37,74
6	M_t , G	$2,504 \times 10^{-5}$	MN	FEM	$2,50 \times 10^{-5}$	Normal	$2,50 \times 10^{-5}$	1	$2,504 \times 10^{-5}$	0,012

II. F_{med} (MN)	2,5393	+/-	0,0022
	Valor relativo		0,176 %

$u_{I,comb}$ (MN)	0,0022	$k=2$
$U_{II,e}$ (MN)	0,0045	

Magnitud real: II. Fuerza de medición

Al contrario que en el caso del brazo, las herramientas FEM del software permitían obtener en cada simulación la medida exacta de la fuerza de reacción en los transductores. Por ello, se consideró que el valor de la magnitud era directamente el obtenido en el caso de par puro " M_t " (2,5393 MN), caso ideal en el que solo existiría el par puro. Por lo tanto, en este caso no hay una variación debida al par puro que considerar, como sí era el caso en la longitud del brazo.

Incertidumbre relativa asociada a la fuerza de medición: UII

De nuevo, se tuvieron en cuenta contribuciones de origen externo (especificaciones técnicas del fabricante, certificados, ...) y resultados de los estudios de influencias para determinar la incertidumbre asociada a la fuerza de medición. A continuación se describen las distintas contribuciones consideradas.

- **Contribución original “Calibración”:** resultado que se obtendría en la calibración preliminar del transductor. Dada la incertidumbre de calibración (0,01 % según figura en la tabla U3, Tabla 6.3), la contribución se obtiene según la ecuación 6.9 (donde u_{cal} es la contribución original debida a la fuerza).

$$u_{cal} = 0,0001 \cdot F_{med} = 0,000\ 254\ \text{MN} \quad 6.9$$

Siguiendo las recomendaciones de la GUM, y dado que la información procede de un certificado de terceros, se consideró que esta era una incertidumbre de tipo B, por lo que para obtener la contribución de incertidumbre típica se consideró una distribución de tipo rectangular, calculada según lo explicado en la ecuación 6.7.

- **Contribución original “Efecto de las fuerzas laterales”:** Contribución debida a la desviación que puede sufrir la medida de fuerza ante la presencia de esfuerzos laterales. Las especificaciones técnicas del transductor establecen que este efecto tiene asociada una desviación del 0,15 % respecto de la fuerza de medición, para fuerzas laterales de hasta el 10 % de la capacidad nominal del transductor. La fuerza nominal del transductor es de 5 MN, por lo que el 10 % de dicha capacidad serían 500 kN.

Dado que las fuerzas laterales tienen un valor inferior (100 kN) la desviación que sufriría el transductor debido a las mismas sería inferior al 0,0015 % indicado por el fabricante. Para calcular la contribución real debida a este efecto para el valor de las fuerzas laterales presentes en el SFP se empleó la siguiente fórmula:

$$u_{lat} = Effect_{lat} \cdot \frac{F_{lat}}{0,1 \cdot F_{nom}} \cdot F_{med} \quad 6.10$$

$$u_{lat} = 0,0015 \cdot \frac{0,1\ \text{MN}}{0,1 \cdot 5\ \text{MN}} \cdot 2,5393\ \text{MN} = 0,000\ 762\ \text{MN} \quad 6.11$$

Donde u_{lat} es la contribución debida al efecto de las fuerzas laterales, $Effect_{lat}$ es la desviación debida a las fuerzas laterales (indicada en las especificaciones), F_{lat} son las fuerzas laterales consideradas en las simulaciones, F_{nom} es la capacidad nominal del sistema (multiplicada por 0,1 para obtener el 10 % de su valor) y F_{med} es la fuerza medida por el transductor.

Al provenir la información de esta contribución de la información suministrada por el fabricante, se trató como una incertidumbre de tipo B, asumiendo una distribución rectangular.

- **Contribución original “Efecto de la temperatura - sensibilidad”:** Contribución debida a la diferencia entre la temperatura a la que se realizó la calibración del transductor y la temperatura a la que se inicia el ensayo en el SFP. Las variaciones posteriores de temperatura se analizaron en el estudio de influencias y se tratan como una contribución extra. La especificación técnica del transductor indica que por cada intervalo de 10 K de diferencia entre ambas temperaturas existe una desviación del 0,01 %. La temperatura de operación T_{op} es de 303,15 K, y los transductores se calibran

habitualmente a 293,15 K. Por lo tanto solo hay 10 K de diferencia, es decir, 1 intervalo. La contribución debida a este efecto se calculó según la siguiente ecuación:

$$u_T = Effect_T \cdot Int \cdot F_{med} \quad 6.12$$

$$u_T = 0,0001 \cdot 1 \cdot 2,5393 \text{ MN} = 0,000 254 \text{ MN} \quad 6.13$$

Donde u_T es la contribución original debida al efecto de la diferencia entre temperatura de calibración y temperatura al inicio de la operación, $Effect_{lat}$ es la desviación debida a la diferencia entre las temperaturas (indicada en las especificaciones), Int es el número de intervalos de 10 K entre ambas temperaturas y F_{med} es la fuerza medida por el transductor.

Al provenir la información de esta contribución de la la información suministrada por el fabricante, se trató como una incertidumbre de tipo B, asumiendo una distribución rectangular.

- **Contribución original “ M_t , Loads”:** Contribución debida al efecto del par puro torsor combinado con las cargas parásitas. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , T_{op} ”:** Contribución debida al efecto del par puro torsor combinado con la temperatura de operación, que, como se ha comentado, es la temperatura que representa la variación que puede ocurrir durante la operación. La diferencia entre la temperatura al inicio y la temperatura a la que se calibró originalmente el transductor se considera en la contribución “Efecto de la temperatura – sensibilidad”. Siguiendo las recomendaciones de la GUM, se consideró la contribución debido a la temperatura como una incertidumbre de tipo B y la incertidumbre típica se calculó suponiendo una distribución de tipo rectangular. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , F_{CFG} ”:** Contribución debida al efector del par puro torsor en conjunto con la fuerza centrífuga. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , G ”:** Contribución debida al efector del par puro torsor en conjunto con la gravedad. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.

Resultados

Al igual que ocurría con la longitud del brazo, la incertidumbre relativa asociada a la fuerza de medición es muy baja, del 0,191 %. Esto indica que la medición efectuada por el transductor tiene una variabilidad muy baja incluso teniendo en cuenta el efecto de las distintas influencias.

En la Figura 6.5 se muestra cómo se distribuyen las distintas contribuciones y cuál es su peso sobre la incertidumbre total de la fuerza.

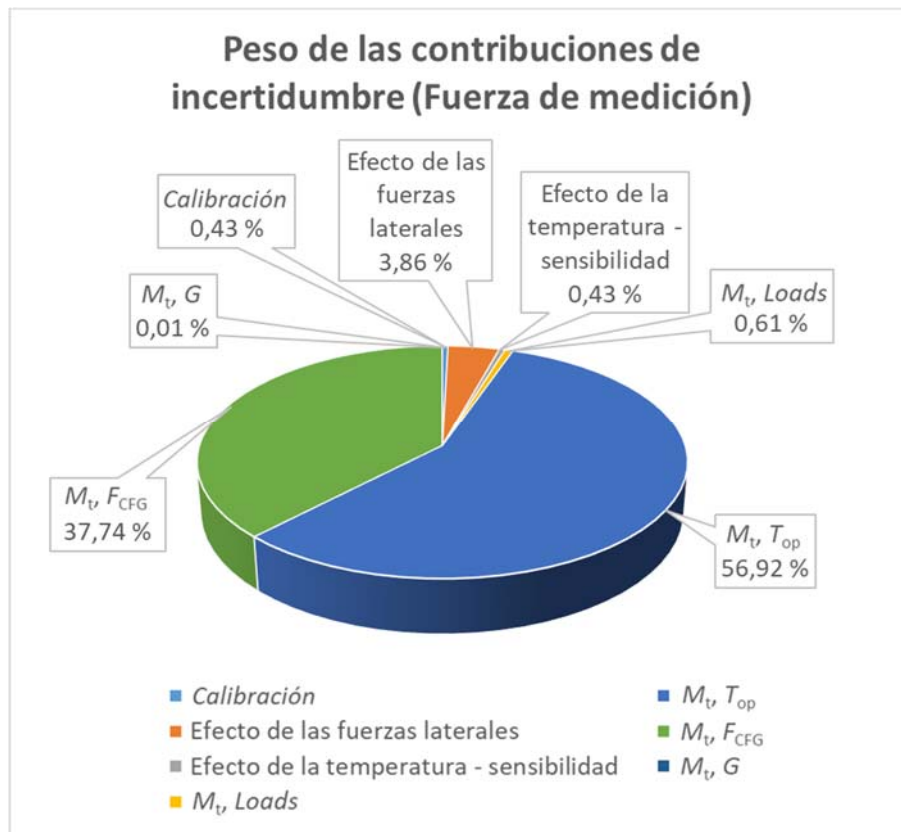


Figura 6.5. Peso de las contribuciones a la incertidumbre de la componente “Fuerza de medición”, ull

En este caso las influencias con mayor efecto sobre la incertidumbre de la fuerza son la temperatura de operación (con un 56,92 %) y la fuerza centrífuga (37,74 %), seguidas en menor medida por las cargas parásitas (con un 3,86 %), mientras que el resto de las contribuciones son inferiores al 1 %.

A la vista de los resultados se concluyó que las influencias que aparecen sobre la operación tienen un mayor efecto sobre la medición que los datos intrínsecos del transductor y su calibración. Este resultado es lógico, dado que el transductor es de una clase muy alta, con una incertidumbre muy baja. Además, como ya se ha comentado, el montaje del mismo en el SFP es muy diferente a la disposición habitual en las calibraciones de fuerza, lo cual puede provocar que las influencias durante la operación provoquen mayores desviaciones de la medida de fuerza efectuada por el transductor.

6.2.3. Resultados parciales: Momento flector local residual (III)

El momento flector que aparece en las caras de los transductores como reacción durante la operación tenía la misma dirección que el par torsor que se pretendía medir. El estudio del SFP anteriormente descrito concluyó que estos momentos flectores podían considerarse momentos residuales del par torsor, que aparecían a consecuencia de la disposición de los transductores y la geometría del sistema. Por ello, se decidió que era necesario incluir esta magnitud en el cálculo para la medición del par torsor total.

A continuación se presentan los resultados del cálculo de la magnitud e incertidumbre asociada al momento flector local M_{med} (valor medio de los momentos flectores locales en los cuatro transductores), para la cual se emplearon los valores medios de los cuatro transductores (Tabla 6.9).

Tabla 6.9. Estimación de la incertidumbre asociada al momento flector

Momento flector local residual (M_{med}) - Estimación de incertidumbre										
N	Magnitud de entrada	Unid.	Fuente	u original	Tipo de distribución	u típica	Coef. sens.	Contribución	%	
0	Calibración	$4,08 \times 10^{-4}$	MN·m	Certificado	$4,08 \times 10^{-4}$	Rectang.	$2,36 \times 10^{-4}$	1	$2,36 \times 10^{-4}$	3,04
1	Efecto de la temperatura - sensibilidad (según fabricante)	$8,16 \times 10^{-6}$	MN·m	Certificado	$8,16 \times 10^{-6}$	Rectang.	$4,71 \times 10^{-6}$	1	$4,71 \times 10^{-6}$	0,0012
2	M_t , Loads	$1,10 \times 10^{-4}$	MN·m	FEM	$1,10 \times 10^{-4}$	Normal	$1,10 \times 10^{-4}$	1	$1,10 \times 10^{-4}$	0,66
3	M_t , T_{op}	$1,77 \times 10^{-3}$	MN·m	FEM	$1,77 \times 10^{-3}$	Rectang.	$1,02 \times 10^{-3}$	1	$1,02 \times 10^{-3}$	57,15
4	M_t , F_{CFG}	$8,46 \times 10^{-4}$	MN·m	FEM	$8,46 \times 10^{-4}$	Normal	$8,46 \times 10^{-4}$	1	$8,46 \times 10^{-4}$	39,15
5	M_t , G	$3,00 \times 10^{-6}$	MN·m	FEM	$3,00 \times 10^{-6}$	Normal	$3,00 \times 10^{-6}$	1	$3,00 \times 10^{-6}$	0,005

III. M_{med} (MN·m)	0,0816	+/-	0,0014
	Valor relativo		3,312 %

$u_{III_{comb}}$ (MN·m)	0,0014	$k=2$
U_{III_e} (MN·m)	0,0027	

Magnitud real: III. Momento flector local

Al igual que en el caso de la fuerza de medición, el software de simulación por elementos finitos ofrece entre sus resultados el valor total del par flector obtenido en cada caso de estudio. Por lo tanto, el valor de la magnitud era directamente el obtenido en el caso de par puro " M_t " (0,0816 MN·m), caso ideal en el que solo existiría el par puro.

Incertidumbre relativa asociada al momento flector local: UIII

De nuevo, se tuvieron en cuenta contribuciones de origen externo (especificaciones técnicas del fabricante, certificados, ...) y resultados de los estudios de influencias para determinar la incertidumbre asociada al momento flector residual.

Cabe señalar que la especificación técnica del fabricante no contiene información concreta para los efectos debidos a los momentos flectores; incluso podría ser necesario añadir elementos de medición adicionales, como galgas extensométricas, con el fin de poder cuantificar correctamente el valor de los momentos flectores. Sería necesario un estudio de dichos efectos durante la calibración de los transductores. En el marco del proyecto EMPIR hubo estudios acerca de las cargas y efectos multicomponente, con el fin de estudiar cómo afectan a los transductores la aparición de cargas no axiales. En futuros desarrollos sería conveniente llevar a cabo tales estudios para cuantificar la variación en las medidas de los transductores debidas a estos efectos.

A continuación se describen las distintas contribuciones consideradas.

- **Contribución original “Calibración”:** resultado que se obtendría en la calibración preliminar del transductor o en un estudio detallado de la respuesta del mismo ante cargas multicomponente. Dado que no se disponen de estos datos de manera específica en la especificación técnica, se decidió aproximar los valores empleando los datos disponibles para la fuerza de medición. En el caso de la incertidumbre de calibración se empleó un valor de 0,5 %, tal y como figura en la tabla U3 (Tabla 6.4). El valor en el caso de la fuerza de medición era del 0,01 %, pero se asumió que la incertidumbre en cuanto a la medida del momento flector sería superior, dado que el equipo está diseñado específicamente para la medición de fuerza y la medida del flector podría no ser tan acertada o depender de aplicaciones de extensometría adicionales. La contribución debida a la incertidumbre de calibración se calculó según la siguiente fórmula:

$$u_{cal} = 0,005 \cdot M_{med} = 0,000\ 408\ \text{MN} \cdot \text{m} \quad 6.14$$

Como en el caso de la fuerza de medición, dado que la información procede de un certificado de terceros, se consideró que esta era una incertidumbre de tipo B, con una distribución de tipo rectangular, calculada según lo explicado en la ecuación 6.7.

Al provenir la información de esta contribución de la información suministrada por el fabricante, se trató como una incertidumbre de tipo B, asumiendo una distribución rectangular.

- **Contribución original “Efecto de la temperatura - sensibilidad”:** Esta contribución consideraría la desviación de la medida del momento flector debida a la diferencia entre la temperatura de calibración del transductor y la temperatura inicial del ensayo a realizar. De nuevo, no existe información específica acerca de esta desviación; por ello se asumió que la desviación sería igual a la especificada para la fuerza de medición. En consecuencia, se obtuvo el valor de la contribución empleando una forma análoga a la empleada para la magnitud de la fuerza de medición (6.12), según muestra la siguiente fórmula:

$$u_T = Effect_T \cdot Int \cdot M_{med} \quad 6.15$$

$$u_T = 0,0001 \cdot 1 \cdot 0,0816\ \text{MN} \cdot \text{m} = 0,000\ 008\ \text{MN} \cdot \text{m} \quad 6.16$$

Donde u_T es la contribución original debida al efecto de la diferencia entre temperatura de calibración y temperatura al inicio de la operación, $Effect_{lat}$ es la

desviación debida a la diferencia entre las temperaturas (indicada en la especificación técnica), Int es el número de intervalos de 10 K entre ambas temperaturas y M_{med} es momento flector local residual.

Al provenir la información de esta contribución de la especificación técnica del fabricante se trató como una incertidumbre de tipo B, asumiendo una distribución rectangular.

- **Contribución original “ M_t , Loads”**: Contribución debida al efecto del par puro torsor combinado con las cargas parásitas. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , T_{op} ”**: Contribución debida al efecto del par puro torsor combinado con la temperatura de operación, que, como se ha comentado, es la temperatura que representa la variación que puede ocurrir durante la operación. La diferencia entre la temperatura al inicio y la temperatura a la que se calibró originalmente el transductor se considera en la contribución “Efecto de la temperatura – sensibilidad”. Siguiendo las recomendaciones de la GUM, se consideró la contribución debido a la temperatura como una incertidumbre de tipo B y la incertidumbre típica se calculó suponiendo una distribución de tipo rectangular. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , F_{CFG} ”**: Contribución debida al efector del par puro torsor en conjunto con la fuerza centrífuga. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.
- **Contribución original “ M_t , G ”**: Contribución debida al efector del par puro torsor en conjunto con la gravedad. Esta contribución se debe al resultado de los estudios mediante herramientas de elementos finitos, y se asimiló a una distribución normal.

Resultados

El momento flector residual es la componente con mayor variabilidad en comparación a las dos anteriores, con una incertidumbre asociada relativa del 3,312 %. Sin duda, este valor es bastante elevado; sin embargo, hay que señalar que varias de las contribuciones externas consideradas han sido estimadas ante la falta de datos concretos. En futuros desarrollos estas contribuciones deberán ser analizadas en detalle y modificadas en consecuencia. Por otro lado, este valor sufre mayores variaciones al verse claramente afectado por la geometría del sistema: a mayores desviaciones, desplazamientos o variaciones sufridas por el SFP mayor ha sido la variabilidad del momento flector residual.

En la Figura 6.6 se muestra el reparto de la incertidumbre total del momento flector para cada una de las contribuciones consideradas.

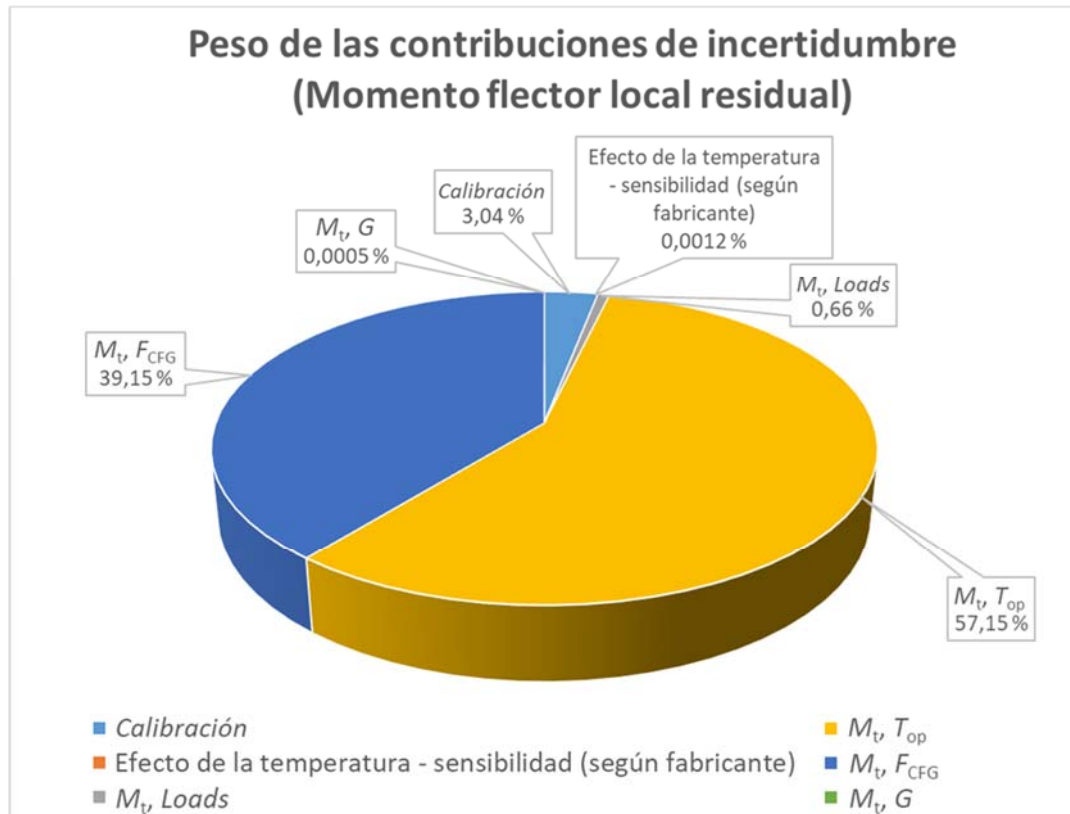


Figura 6.6. Peso de las contribuciones de incertidumbre de la componente “Momento flector local residual”, ulll

En esta ocasión la incertidumbre debida a la calibración ha crecido ligeramente (10,61 %) respecto a la de la fuerza de medición (0,43 %). Esto es debido a las suposiciones efectuadas, por las cuales se ha asumido una incertidumbre de calibración más elevada que en el caso de la fuerza de medición.

En cuanto a las incertidumbres de mayor peso, se tienen proporciones similares a las de la fuerza de medición, con la temperatura de operación a la cabeza (46,01 %) seguida de la fuerza centrífuga (38,08 %). De nuevo, se concluyó que la geometría del SFP y la disposición de los transductores durante la medición hace que las influencias durante la operación tengan un mayor impacto sobre la incertidumbre de medida de las magnitudes mecánicas (fuerza de medición y momento flector total).

6.3. Incertidumbre de la medición del par efectuada por el patrón de transferencia

Una vez conocidas las incertidumbres de las componentes involucradas en la medición del par (I. Longitud del brazo, II. Fuerza de medición y III. Momento flector local) se procedió a la estimación de la incertidumbre asociada relativa de la medida del par de torsión efectuada por el SFP. Dicha estimación se recoge en la tabla de cálculo Tabla 6.10.

En esta ocasión, hay tres magnitudes implicadas en la medición del par. La medición del par obtenida por cada transductor se calcula según la ecuación:

$$M_i = F_{loc} \cdot r + M_{loc} \quad 6.17$$

Donde M_i es el par creado por cada transductor, F_{loc} la fuerza medida por cada transductor, M_{loc} el momento flector local soportado por cada transductor y r la distancia del punto de aplicación de la fuerza al eje de giro (equivalente a la longitud del brazo calculada).

Dado que existe una relación matemática entre las distintas componentes implicadas en la medición es necesario tener en cuenta sus respectivos coeficientes de seguridad ($Coef_i$, $Coef_F$, y $Coef_M$) al derivar la ecuación matemática que las relaciona con respecto a cada una de las variables implicadas (ecuaciones):

$$Coef_i = \frac{\partial(M_i)}{\partial r} = F_{loc} = 2,5393 \quad 6.18$$

$$Coef_F = \frac{\partial(M_i)}{\partial F_{loc}} = r = 0,607\ 965 \quad 6.19$$

$$Coef_M = \frac{\partial(M_i)}{\partial M_{loc}} = 1 \quad 6.20$$

Cada coeficiente se introdujo en la Tabla 6.10 en la columna "Coef. sens", asociado a su correspondiente magnitud.

Tabla 6.10. Estimación de la incertidumbre asociada a la media del par torsor efectuada por el SFP

Par de torsión - Estimación de incertidumbre										
N	Magnitud de entrada	Unid.	Fuente	$U_{original}$	Tipo de distribución	$U_{típica}$	Coef. sens.	Contribución	%	
I	Longitud del brazo (l)	0,607 965	m	Modelo	$5,79 \times 10^{-4}$	Normal	$5,79 \times 10^{-4}$	2,5393	$1,47 \times 10^{-3}$	37,04
II	Fuerza de medición (F_{med})	2,539 275	MN	Modelo	$2,24 \times 10^{-3}$	Normal	$2,24 \times 10^{-3}$	0,60796	$1,36 \times 10^{-3}$	31,69
III	Momento flector local residual (M_{med})	0,081 617	MN·m	Modelo	$1,35 \times 10^{-3}$	Normal	$1,35 \times 10^{-6}$	1	$1,35 \times 10^{-3}$	31,27

Par de torsión (MN·m)	6,5016	+/-	0,0097
	Valor relativo		0,15 %

u_{comb} (MN·m)	0,0048	$k=2$
U_e (MN·m)	0,0097	

Número de transductores **4**

Magnitud del par de torsión

Para la estimación de la magnitud se empleó la fórmula de cálculo del par especificada anteriormente (ecuación 5.4):

$$M = n \cdot (\overline{F}_{loc} \cdot r + \overline{M}_{loc}) \quad 5.4$$

Las magnitudes resultantes para cada una de las tres componentes (obtenidas en sus respectivos cálculos) se introdujeron en la tabla de cálculo "Tabla 6.10" como "Magnitudes de entrada". Tras sustituir su valor en la fórmula de cálculo del par de torsión se obtuvo un resultado de 6,5016 MN·m, muy próximo al valor teórico del sistema (6,5 MN·m) (se mantienen cuatro cifras decimales en la magnitud obtenida para distinguir la variación respecto del valor teórico). Si no se hubiera tenido en cuenta la corrección de la fórmula, dejando fuera los momentos flectores residuales el resultado habría estado mucho más alejado (6,1705 MN·m). Por lo que se demuestra que la corrección aplicada era adecuada para una determinación del valor real del par mucho más precisa.

El resultado obtenido es muy positivo, demostrando que el diseño propuesto es capaz de efectuar un medición del par generado en el banco de ensayos con una gran exactitud.

Incertidumbre asociada relativa del par de torsión

Se emplearon como contribuciones las incertidumbres combinadas obtenidas para las tres componentes del par ($U_{I_{comb}}$ - longitud del brazo, $U_{F_{comb}}$ -Fuerza de medición y $U_{M_{comb}}$ -Momento flector local), cuyos valores pueden observarse en sus respectivas tablas (Tabla 6.7, Tabla 6.8, Tabla 6.9). Todas ellas se trasladaron a la tabla de estimación del par (Tabla 6.10) como valores de la columna "Contribución original". Se consideraron como incertidumbre tipo A, compatibles con una distribución de tipo normal y se calcularon los coeficientes de sensibilidad conforme a la ecuación 5.4.

Resultados

La incertidumbre expandida resultante para un factor de cobertura de $k=2$ fue de 0,01 MN·m. En términos relativos, la incertidumbre asociada era de 0,15 %. Este resultado fue muy positivo; el valor deseado para la incertidumbre asociada relativa del sistema estaba en torno al 1 %.

El resultado obtenido no solo cumplía con el objetivo inicial de desarrollar un patrón de transferencia cuya incertidumbre no supere el 1 %, sino que la incertidumbre del SFP era aún inferior. De hecho, tal y como se comentó en el capítulo 1 de este documento, los métodos de medición empleados actualmente en los bancos de ensayo de nacelles tienen una incertidumbre relativa asociada de entre el 2 y el 5 %. Atendiendo a los resultados obtenidos, puede afirmarse que el sistema propuesto no solo es una alternativa aceptable, sino que las mediciones efectuadas mediante el SFP obtendrían resultados más precisos que los alcanzados mediante los métodos actuales.

En cuanto al peso de cada una de las componentes en la obtención de la medición del par, los porcentajes calculados muestran que todas las componentes tienen una importancia similar. En la Figura 6.7 puede apreciarse que el peso de cada una de las componentes, siendo los de la fuerza de medición y el momento flector local muy similares entre sí (31,69 % y 31,27 % respectivamente), mientras que el impacto de la longitud del brazo es ligeramente superior (37,04 %).

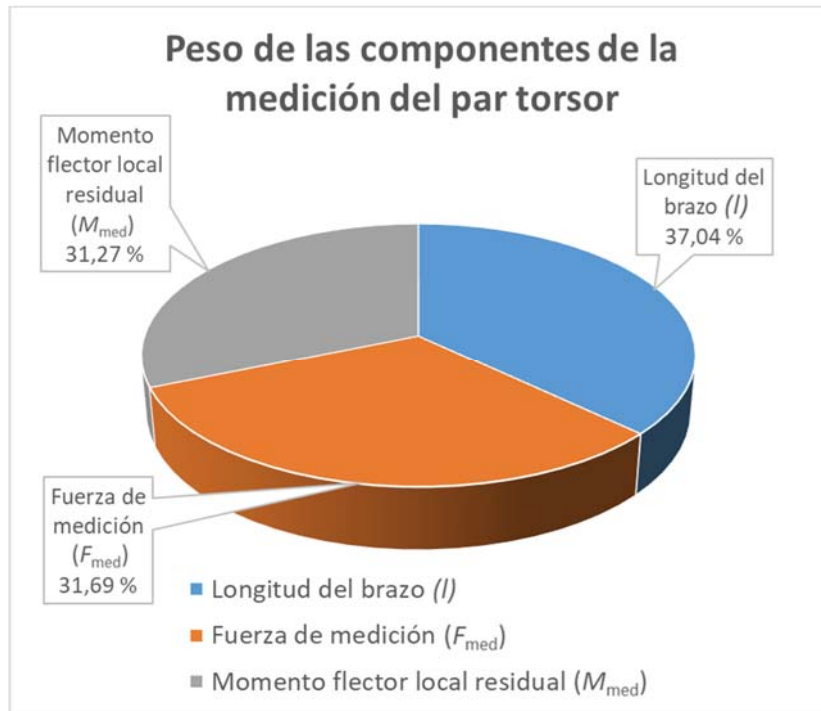


Figura 6.7. Peso de las incertidumbres debidas a las distintas componentes implicadas en la medida del par de torsión

Observando la magnitud del par torsor medido, tan próxima al valor del par de entrada teórico, y el resultado de incertidumbre, inferior incluso que el valor máximo esperado al inicio de la investigación, se puede concluir que el patrón de transferencia propuesto es una alternativa válida para su empleo en los bancos de ensayos de nacelles.

Capítulo 7. Conclusiones y líneas de futuro desarrollo.

Cada día crece el interés en el uso de energía renovables en sustitución de las tradicionales energías basadas en combustibles fósiles, cuyos recursos son limitados y que resultan muy dañinas para el medio ambiente.

Con el fin de favorecer la transición energética, muchos países apuestan por invertir en la potenciación y mejora de los sistemas de producción de energías limpias; una de las energías con mayor desarrollo en la última década es la energía eólica. Los avances y nuevos desarrollos y avances en las tecnologías empleadas por los aerogeneradores y sistemas de generación han conseguido elevar la producción hasta el rango de los MW.

Los aerogeneradores son los protagonistas de la conversión de la energía mecánica del viento en energía eléctrica. Asegurar la calidad y la eficiencia de esta transformación es un punto clave en la generación de energía. Uno de los parámetros de mayor relevancia es el par generado por las turbinas eólicas durante el proceso de producción. En la actualidad, las nacelles de los aerogeneradores son capaces de generar pares en el rango de los MN·m.

Para caracterizar el comportamiento de estos equipos, así como determinar y mejorar su eficiencia, se llevan a cabo análisis exhaustivos de su operación en los denominados bancos de ensayos de nacelles. Uno de los parámetros más importantes en estos análisis es el par de torsión generado por las nacelles ensayadas, dado que éste está directamente relacionado con la potencia que un aerogenerador es capaz de entregar.

A pesar de la relevancia de esta medida en la determinación de la eficiencia de los aerogeneradores, los métodos empleados en la actualidad en los bancos de ensayos no obtienen la precisión adecuada, teniendo incertidumbres asociadas que oscilan entre el 2 % y el 5 %. Además, dado el alto rango de trabajo y las características del banco de ensayo, donde las mediciones son efectuadas bajo un movimiento de rotación, los sistemas de medición empleados no pueden asegurar la trazabilidad de las medidas obtenidas a los patrones de par.

A la vista de este escenario se propuso el Sistema de Fuerza Palanca, un patrón de transferencia para la medición del par, cuyo diseño, desarrollo y caracterización se ha descrito en los apartados anteriores. Este sistema perseguía dos objetivos primordiales: asegurar la trazabilidad de la medida del par de torsión y alcanzar un nivel de incertidumbre inferior al de los métodos empleados en la actualidad. Ante la falta de transductores de par comerciales con capacidad de efectuar mediciones en un rango tan elevado, operando además bajo las condiciones especiales de los bancos de ensayo de nacelles, fue necesario emplear un sistema de medición alternativo, basado en la definición misma de la unidad par. El SFP efectúa las mediciones de par a través de la combinación de mediciones de fuerza y longitud.

Atendiendo a los resultados obtenidos, puede concluirse que el patrón de transferencia no solo es apto para soportar las cargas de alto rango generadas en los bancos de ensayo. Ha demostrado ser también un sistema de medición fiable, con un diseño robusto que evita grandes desviaciones de las mediciones efectuadas ante la presencia de las distintas influencias y efectos que puedan aparecer durante la operación. La incertidumbre asociada a la medida del par de torsión efectuada por el SFP ha sido estimada, resultando mucho menor que la de otros sistemas empleados en la actualidad.

A continuación se exponen las conclusiones de la tesis, incluyendo aquellas que respondían a los objetivos específicos de esta investigación como las que se han alcanzado en las distintas etapas particulares de la investigación. Así mismo se detallan las posibles líneas de futuro desarrollo que podrían surgir a raíz de los resultados obtenidos en esta tesis.

7.1. Conclusiones generales

Los objetivos principales establecidos al inicio de la investigación incluían desarrollar un patrón de transferencia, capaz de operar en el rango de los MN·m y adaptado a las necesidades especiales de la operación en los bancos de ensayo de nacelles.

Entre las metas más importantes estaba asegurar la transmisión del par al resto del banco a la vez que se efectuaba la medida del mismo. El objetivo era conseguir una medición con una incertidumbre inferior a la de otros sistemas de medida indirectas empleadas en la actualidad.

Las conclusiones generales de la investigación han dado respuesta a los principales objetivos marcados, mejorando incluso algunas de las expectativas iniciales:

CG-1. Diseño adecuado para las cargas y condiciones de operación presentes en los bancos de ensayo:

El sistema propuesto cuenta con un diseño robusto y fiable, capaz de cumplir con los requisitos mecánicos y condiciones especiales de operación presentes en los bancos de ensayo de nacelles.

CG-2. Facilidad de montaje y mantenimiento:

La disposición de los transductores y sus soportes facilita el acceso a los mismos, minimizando los tiempos de montaje del sistema y haciendo más sencillas las labores de mantenimiento del sistema.

CG-3. Comportamiento mecánico del SFP validado mediante herramientas de cálculo por elementos finitos:

Se consiguió alcanzar un diseño optimizado, capaz de transmitir no solo el par requerido, sino un carga de hasta 6,5 MN. Los estudios por elementos finitos han demostrado que el sistema sufre tensiones y deformaciones mínimas durante la operación, probando así la validez del mismo.

CG-4. Empleo de herramientas FEM para la caracterización metrológica del SFP:

Se consiguió evaluar el comportamiento del SFP no sólo desde un punto de vista mecánico, sino también metrológico. Las herramientas FEM permitieron el impacto que podrían tener las distintas influencias consideradas sobre la medida del par obtenida por el SFP.

CG-5. Creación de un modelo de estimación de incertidumbre asociada del SFP:

Se consiguió desarrollar un modelo para estimar la incertidumbre a partir de los datos obtenidos en las simulaciones FEM. Las variaciones de las medidas debidas a las distintas influencias fueron consideradas como contribuciones de incertidumbre, haciendo posible calcular la incertidumbre asociada del sistema incluso antes de su fabricación y puesta en marcha.

CG-6. La incertidumbre asociada relativa del SFP es inferior al 1 %:

La incertidumbre asociada relativa obtenida fue de tan solo 0,15 %. Este valor no solo era inferior al del resto métodos empleados en la actualidad, sino aún menor que el objetivo perseguido.

7.2. Conclusiones particulares de la investigación

Durante el transcurso de la investigación se han alcanzado soluciones y mejoras que han permitido aportar un valor añadido al SFP como patrón de transferencia para la medición del par. Algunas de las innovaciones y mejoras incluidas en las componentes principales y etapas del proceso de investigación han permitido validar la calidad del SFP como sistema de medición.

CP 1. Estudios del procedimiento de medición en bancos de ensayo de aerogeneradores reproducidos a pequeña escala:

Durante la estancia científica en el PTB pudieron reproducirse las condiciones de operación de los bancos de ensayo de aerogeneradores a pequeña escala. Gracias a estos estudios pudieron anticiparse las diferencias con las calibraciones típica de par y cómo estas diferencias afectarían a las mediciones del SFP.

CP 2. Brazo optimizado con éxito, con una mínima variación de su longitud bajo cargas:

Al contrario que los transductores de fuerza, en los cuales pueden aplicarse correcciones de la señal de medida, la longitud del brazo no puede ajustarse de manera directa antes de las mediciones. Por ello, este elemento sufrió repetidas modificaciones hasta alcanzar un diseño óptimo, cuyas tensiones y deformaciones eran mínimas, manteniendo así estable la medida de la longitud del mismo.

CP 3. Modelo de cálculo de incertidumbre versátil:

El modelo de estimación de incertidumbre se desarrolló con un carácter paramétrico. De este modo, si en el futuro se produjeran nuevas variaciones del diseño del SFP, el modelo seguiría siendo válido; únicamente sería necesario introducir aquellos datos de entrada que se hubieran visto afectados por dicha variación del sistema.

CP 4. Separación en etapas del modelo de cálculo de incertidumbres:

El modelo desarrollado calcula en una primera etapa las incertidumbres asociadas a las distintas medidas involucradas en el cálculo del par de torsión. Gracias a esta etapa intermedia es posible evaluar estas medidas por separado y analizar las causas de aumentos o disminuciones de sus incertidumbres individuales.

7.3. Líneas de futuro desarrollo

El alcance de esta tesis comprendía la creación de un sistema de medición del par en el rango de los MN·m para su empleo como patrón de transferencia en los bancos de ensayos de nacelles. El diseño propuesto debía ser evaluado, siendo capaz de cumplir con los requisitos técnicos establecidos por los operadores de los bancos de ensayos. Además, se pretendía caracterizar el sistema de medida, estudiado su comportamiento desde un punto de vista metrológico además de mecánico, y estimar la incertidumbre asociada al sistema.

Los hitos y objetivos comprendidos dentro del alcance de la investigación se cumplieron de manera satisfactoria. Sin embargo, a raíz de este desarrollo y de los positivos resultados obtenidos, esta investigación podría continuar ampliándose, consiguiendo nuevos avances en algunas de las siguientes líneas de actuación:

- DF1. Estudio y selección de posibles sistemas de adquisición de datos por telemetría.
- DF2. Extensometría aplicada al brazo de medición para evaluar su longitud en tiempo real.
- DF3. Estudio de influencias adicionales y condiciones específicas del banco de ensayo concreto en el que se emplearía el sistema.
- DF4. Revisión del cálculo de incertidumbres tras la fabricación del SFP. Creación de un procedimiento de calibración.

Capítulo 8. Bibliografía

- AENOR - ISO. *UNE-EN ISO 376:2011. Materiales metálicos. Calibración de los instrumentos de medida de fuerza utilizados para la verificación de las máquinas de ensayo uniaxial. (ISO 376:2011).* , (2011).
- ASM. (1990). *Metals Handbook: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys.* En *Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys.* ASM International.
- Asociación Española de Normalización (UNE). *UNE-EN ISO/IEC 17025. Requisitos generales para la competencia de los laboratorios de ensayo y calibración.* , (2018).
- Asociación Española de Normalización (UNE). *UNE-EN ISO 6789-1. Herramientas de maniobra para tornillos y tuercas. Herramientas dinamométricas manuales. Parte 1 : Requisitos y métodos de ensayo para verificar la conformidad del diseño y la conformidad de la calidad : requisitos mínimos para declarac.* , (2019).
- Asociación Española de Normalización (UNE). *UNE-EN ISO 6789-2. Herramientas de maniobra para tornillos y tuercas. Herramientas dinamométricas manuales. Parte 2 : Requisitos para la calibración y determinación de la incertidumbre de medida.* , (2019).
- Averous, N. R., Stieneker, M., Kock, S., Andrei, C., Helmedag, A., De Doncker, R. W., ... Monti, A. (2017). Development of a 4 MW full-size wind-turbine test bench. *IEEE Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics*, 5(2), 600-609.
<https://doi.org/10.1109/JESTPE.2017.2667399>
- Bartel, T. (2005). Uncertainty in NIST Force Measurements. *Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology*, 110(6), 589-603. De https://tsapps.nist.gov/publication/get_pdf.cfm?pub_id=822217
- Bartoli, C., Beug, M. F., Bruns, T., Elster, C., Esward, T., Klaus, L., ... Schlegel, C. (2012). Traceable dynamic measurement of mechanical quantities: Objectives and first results of this european project. *International Journal of Metrology and Quality Engineering*, 3, 127-135.
<https://doi.org/10.1051/ijmqe/2012020>
- Baumgarten, S., Röske, D., & Kumme, R. (2017). Multi-component measuring device – completion , measurement uncertainty budget and signal crosstalk for combined load conditions. *ACTA IMEKO*, 6(4), 89-94.
https://doi.org/http://dx.doi.org/10.21014/acta_imeko.v6i4.359
- Beaho, G. (2015). Measurement and traceability of torque on large mechanical drives. *Sensor+Test*. <https://doi.org/10.5162/sensor2015/A1.3>
- BIPM. KCDB. (2002). *CMCs in Mass and Related Quantities. CEM (Centro Español de Metrología), Spain.* 5. De <https://www.bipm.org/kcdb/>
- BIPM. (2019). *Le Système international d'unités. The International System of Units (SI)* (9th ed.). BIPM.
- Borraccino, A., Courtney, M., & Wagner, R. (2016). Generic methodology for field calibration of nacelle-based wind lidars. *Remote Sensing*, 8. <https://doi.org/10.3390/rs8110907>

- Bosse, D., Radner, D., Schelenz, R., & Jacobs, G. (2013). Analysis and Application of Hardware in the Loop Wind Loads for Full Scale Nacelle Ground Testing. *DEWI Magazin*, (43), 65-70. De https://www.dewi.de/dewi/fileadmin/pdf/publications/Magazin_43/12.pdf
- Bray, A., Barbato, G., & Levi, R. (1990). *Theory and Practice of Force Measurement*.
- Brüge, A. (2010). Creep measurement in reference torque calibration machines. *IMEKO 2010: TC3, TC5 and TC22 Conferences*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2010/IMEKO-TC3-2010-NP-023.pdf>
- Brüge, A., & Pfeiffer, H. (2019). A Standard for Rotatory Power Measurement. *ACTA IMEKO*, 8(3), 48-58. https://doi.org/10.21014/acta_imeko.v8i3.561
- Brüge, A., Röske, D., Mauersberger, D., & Adolf, K. (1997). Influence of Rotation on Rotary Torque Transducers Calibrated Without Rotation. *IMEKO World Congress*, (1), 1-7.
- Brüge, A., Röske, D., Mauersberger, D., & Adolf, K. (2009). Influence of cross forces and bending moments on reference torque sensors for torque wrench calibration. *XIX IMEKO World Congress 2009*, 3, 1618-1623. De <http://www.imeko.org/publications/wc-2009/IMEKO-WC-2009-TC3-330.pdf>
- CEM. (2005a). Force. En *Metrology instruments classification. Mass and derived units*. (pp. 45-81). CEM.
- CEM. (2005b). Torque. En *Metrology instruments classification. Mass and derived units* (pp. 83-111). CEM.
- CEM. (2008). *Metrología Abreviada* (3ª edición).
- CEM, & EMPIR 14IND14. (2018). *Modelo de estimación de incertidumbres: modelo y actas de las reuniones WP4. Documentación interna del grupo de trabajo WP4 - EMPIR 14IND14*.
- Cruz, J., Prodonoff, V., & Guerhard, J. (2001). Research , Development and Characterization of a Build-up System Prototype up to 600 kN. *IMEKO 17th TC3 International Conference*.
- Davis, R. (2005). New ways to determine very small masses and forces. *IMEKO 19th TC3 International Conference*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2005/IMEKO-TC3-2005-KL-002u.pdf>
- Davis, R. (2019). An introduction to the revised international system of units (SI). *IEEE Instrumentation & Measurement Magazine*, 22(3), 4-8. <https://doi.org/10.1109/MIM.2019.8716268>
- Desogus, S., Germak, A., Mazzoleni, F., Quagliotti, D., Barbato, G., Barbieri, A., ... Bin, C. (2010). Developing multicomponent force transducers at INRIM. *IMEKO 2010: TC3, TC5 and TC22 Conferences*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2010/IMEKO-TC3-2010-NP-005.pdf>
- Early, M. D. (2018). Conceptual Consequences of the SI. *CPEM 2018 - Conference on Precision Electromagnetic Measurements*, 1-2. <https://doi.org/10.1109/CPEM.2018.8501119>
- EURAMET. (2010). Guía de calibración Euramet/cg-04/v.01: Incertidumbres en Mediciones de Fuerza. *EURAMET*.
- EURAMET. *Calibration guide EURAMET cg-14. Guidelines on the Calibration of Static Torque Measuring Devices*. , (2011).
- EURAMET. *Publishable Summary for 14IND14 MNm: Torque measurement in the MN·m range*. , (2015).

- EURAMET. (2018). *EMPIR 14IND14 Final publishable report. Torque in the MN·m range*. De <https://www.euramet.org/>
- Fernández García, J. A., Robles Verdecia, J. L., Medina, M. N., & Lorente-Pedreille, R. M. (2017). Nueva máquina primaria de fuerza de 0.1 N a 100 N. *VI Congreso Español de Metrología*. De <http://www.congresodemetrologia.es/>
- FKM Guideline. (2012). *Analytical strength assessment of components in mechanical engineering* (4th ed.). VDMA Publ.
- Foyer, G., & Kahmann, H. (2018a). A finite element analysis of effects on force lever systems under nacelle test bench conditions. *Journal of Physics: Conference Series*, 1065(4), 2-5. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1065/4/042006>
- Foyer, G., & Kahmann, H. (2018b). Design of a force lever system to allow traceable calibration of MN · m torque in nacelle test benches. *XIX Sensoren und Messsysteme 2018*. De <https://ieeexplore.ieee.org/document/8436155>
- Foyer, G., & Kock, S. (2017). Measurement uncertainty evaluation of torque measurements in nacelle test benches. *IMEKO 23rd TC3, 13th TC5 and 4th TC22 International Conference*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2017/IMEKO-TC3-2017-010.pdf>
- Foyer, G., Kock, S., & Weidinger, P. (2019). Influences on torque measurement in nacelle test benches and their effect on the measurement uncertainty and consequences of a torque calibration. *ACTA IMEKO*, 8(3), 59. https://doi.org/10.21014/acta_imeko.v8i3.658
- Genta, G., Germak, A., Barbato, G., & Levi, R. (2016). Metrological characterization of an hexapod-shaped Multicomponent Force Transducer. *Measurement*, 78, 202-206. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2015.09.054>
- Germanischer Lloyd. (2010). *Guideline for the Certification of Wind Turbines*. De www.gl-group.com/GLRenewables
- Gnauert, J., Jacobs, G., Kock, S., & Bosse, D. (2018). Measurement uncertainty estimation of a novel torque transducer for wind turbine test benches. *Journal of Physics: Conference Series*, 1065(4), 61-64. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1065/4/042050>
- Harris, T. A., & Kotzalas, M. N. (2007). Essential Concepts of Bearing Technology. En *Taylor & Francis Group*. <https://doi.org/10.1201/b15723-9>
- Hasan, E. H., Haucke, G., & Kumme, R. (2010). Effect of different loading schemes on creep and creep recovery for force measurements. *IMEKO 2010: TC3, TC5 and TC22 Conferences*. De https://www.researchgate.net/profile/Guenther_Haucke/publication/266456868_EFFECT_OF_DIFFERENT_LOADING_SCHEMES_ON_CREEP_AND_CREEP_RECOVERY_FOR_FORCE_MEASUREMENTS/links/5554d4c408aeaaff3bf454f3/EFFECT-OF-DIFFERENT-LOADING-SCHEMES-ON-CREEP-AND-CREEP-RECOVER
- Helmedag, A., Isermann, T., Jassmann, U., Radner, D., Abel, D., Jacobs, G., & Monti, A. (2014). Testing nacelles of wind turbines with a hardware in the loop test bench. *IEEE Instrumentation & Measurement Magazine*, 17(5), 26-33. <https://doi.org/10.1109/MIM.2014.6912198>
- Jain, S. K., Titus, S. S. K., Tegtmeier, F., Tetzlaff, N., & Schwind, D. (2012). Low uncertainty in force values achieved in a lever multiplication deadweight force standard machine of 1 MN. *XX IMEKO World Congress*. De <http://www.imeko.org/publications/wc-2012/IMEKO-WC-2012-TC3-O28.pdf>

- Jassmann, U., Reiter, M., & Abel, D. (2014). Driving Torque Control for a Nacelle Test Bench. *Journal of Physics: Conference series*, 524. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/524/1/012068>
- Joint Committee for Guides in Metrology (JCGM). *JCGM 100:2008. Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement.*, (2008).
- Joint Committee for Guides in Metrology (JCGM). (2012). *JCGM 200:2012. International vocabulary of metrology – Basic and general concepts and associated terms (VIM)*.
- Khaled, K. M., Aggag, G., Abuelezz, A. E., & Elsherbiny, M. G. (2010). Mechanical design of NIS new reference torque standard machine. *IMEKO 2010: TC3, TC5 and TC22 Conferences*. Pattaya, Chonburi, Thailandia.
- Kibble, B. P. (1976). *A measurement of the gyromagnetic ratio of the proton by the strong field method* (5th ed.; J. H. S. and A. H. Wapstra, Ed.). New York, USA: Plenum.
- Klitzing, K. V., Dorda, G., & Pepper, M. (1980). New method for high-accuracy determination of the fine-structure constant based on quantized hall resistance. *Physical Review Letters*, 45(6), 494-497. <https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.45.494>
- Kock, S., Jacobs, G., Bosse, D., & Gnauert, J. (2017). Conception of 5 MNm torque transducer for wind turbine test benches. *V Innovation Messtechnik*, (May). <https://doi.org/10.18154/RWTH-2017-04439>
- Kock, S., Jacobs, G., Bosse, D., & Sharma, A. (2018). Friction as a major uncertainty factor on torque measurement in wind turbine test benches. *Journal of Physics: Conference Series*, 1037(6). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1037/6/062001>
- Kock, S., Jacobs, G., Bosse, D., & Strangfeld, F. (2018). Simulation Method for the Characterisation of the Torque Transducers in MN·m range. *Journal of Physics: Conference Series*, 1065(4), 1-4. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1065/4/042014>
- Kock, S., Jacobs, G., Bosse, D., & Weidinger, P. (2017). Torque measurement uncertainty in multi-MW nacelle test benches. *Conference for Wind Power Drives Proceedings, 3rd*, 1-14.
- Kock, S., Jacobs, G., Hirt, A., Oberdörfer, S., Neumann, S., & Bosse, D. (2018). Robustness Test for Wind Turbine Gearbox Bearings. *Journal of Physics: Conference Series*, 1037(5). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1037/5/052012>
- Kolwinski, U., & Schwind, D. (2012). Compensation of lever arm distortion of force standard machines. *XX IMEKO World Congress*. Busan, Republic of Korea.
- Kolwinski, U., & Schwind, D. (2014). Performance of force standard machines with compensation of lever arm distortion. *ACTA IMEKO*, 3(2), 19-22. https://doi.org/10.21014/acta_imeko.v3i2.71
- Kumme, R., & Koehler, F. (2014). PTB's 16.5 MN hydraulic amplification machine after modernization. *IMEKO 22nd TC3, 12th TC5 and 3rd TC22 International Conferences*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2014/IMEKO-TC3-2014-028.pdf>
- Kumme, R., Tegtmeier, F., Röske, D., Bartel, A., Germak, A., & Averlant, P. (2014). Force traceability within the Meganewton Range. *IMEKO 22nd TC3, 12th TC5 and 3rd TC22 International Conferences*. Cape Town, Republic of South Africa.

- Kuramoto, N., Zhang, L., Mizushima, S., Fujita, K., Azuma, Y., Kurokawa, A., & Fujii, K. (2017). Realization of the kilogram based on the planck constant at NMIJ. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 66 (6), 1267-1274. <https://doi.org/10.1109/TIM.2016.2624878>
- Lehrmann, K., Knopf, D., & Hartig, F. (2018). Status of the Realization and Dissemination of the Kilogram via Silicon Spheres. *CPEM 2018 - Conference on Precision Electromagnetic Measurements*. <https://doi.org/10.1109/CPEM.2018.8501162>
- Linul, E., & Marsavina, L. (2013). Mechanical Characterization of Rigid PUR Foams Used for Wind Turbine Blades Construction. En *Recent Advances in Composite Materials for Wind Turbines Blades* (pp. 171-193).
- Lira, I. H., & Wöger, W. (1997). The evaluation of standard uncertainty in the presence of limited resolution of indicating devices. *Measurement Science and Technology*, 8, 441-443. <https://doi.org/10.1088/0957-0233/8/4/012>
- Lorente-Pedreille, R. M., Medina-Martín, M. N., Sáenz-Nuño, M. A., & Sebastián, M. Á. (2017). Torque traceability for nacelle's test benches: a design proposal. *IMEKO 23rd TC3, 13th TC5 and 4th TC22 International Conference*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2017/IMEKO-TC3-2017-004.pdf>
- Lorente-Pedreille, R. M., & Saenz-Nuño, M. A. (2015). *New primary force standard machine at CEM. Trabajo fin de Máster*. Universidad Pontificia Comillas.
- Lorente-Pedreille, R. M., Sebastián, M. Á., Medina-Martín, M. N., & Saenz-Nuño, M. A. (2019). Developing new transfer standards for ensuring torque traceability in wind power generation. *8th Manufacturing Engineering Society International Conference*. Madrid: Procedia Manufacturing.
- Lorente-Pedreille, R. M., Sebastián, M. Á., Sáenz-Nuño, M. A., & Medina-Martín, M. N. (2019a). A Metrological Characterization Approximation for the New Torque Measurement System in Wind Turbines Test Benches. *IEEE Access (ISSN 2169-3536)*, 7, 73469-73479. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2019.2920261>
- Lorente-Pedreille, R. M., Sebastián, M. Á., Sáenz-Nuño, M. A., & Medina-Martín, M. N. (2019b). Gestión de proyectos internacionales - Programa EMPIR 2014: Una experiencia española. *23rd International Congress of Project Management and Engineering*. De http://dspace.aepro.com/xmlui/bitstream/handle/123456789/2383/AT10-008_2019.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Marangoni, R. R., Schleichert, J., & Frohlich, T. (2018). Multicomponent Force and Torque Measurement in the New SI. *CPEM 2018 - Conference on Precision Electromagnetic Measurements*, 6-7. <https://doi.org/10.1109/CPEM.2018.8500809>
- Medina-Martín, M. N., Robles Verdecia, J. L., Robles Carbonell, J. A., & Trujillo, J. Á. (2019). Development of the new 10 kN·m torque standard machine at CEM. *8th Manufacturing Engineering Society International Conference*. Madrid, España.
- Medina, M. N., Robles Verdecia, J. L., Trujillo, J. Á., & Robles Carbonell, J. A. (2014). Enlargement of the torque measurement capabilities at CEM: development of a 10 kN·m deadweight torque standard machine. *IMEKO 22nd TC3, 12th TC5 and 3rd TC22 International Conferences*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2014/IMEKO-TC3-2014-012.pdf>

- Medina, M. N., Serna, J. de la, Fernández García, J. A., & Lorente-Pedreille, R. M. (2015). Development of a 0.1 N – 100 N Force Standard Machine. *XXI IMEKO World Congress*. De <https://www.imeko.org/publications/wc-2015/IMEKO-WC-2015-TC3-063.pdf>
- Peschel, D., Mauersberger, D., Schwind, D., & Kolwinski, U. (2005). The new 1.1 MN·m torque standard machine of the PTB Braunschweig/Germany. *IMEKO 19th TC3 International Conference*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2005/IMEKO-TC3-2005-KL-001u.pdf>
- Peters, M., Peschel, D., Kumme, R., & Mauersberger, D. (2006). PTB's «new» 2 MN Deadweight Force Standard Machine. *IMEKO*.
- Pusa, A. (2007). The long-term behaviour of force transducers as a criteria for the selection of new transfer standards. *IMEKO 20th TC3, 3rd TC16 and 1st TC22 International Conference*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2007/IMEKO-TC3-2007-057u.pdf>
- Robinson, A. (2005). The commissioning of the first UK national standard static torque calibration machine. *IMEKO 19*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2005/IMEKO-TC3-2005-052u.pdf>
- Robles Carbonell, J. A., Fernández García, J. A., & Robles Verdecia, J. L. (2007). Enlargement of the force capability at CEM : Development of a 10 MN hydraulic force standard machine. *IMEKO 20th TC3, 3rd TC16 and 1st TC22 International Conference*. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2007/IMEKO-TC3-2007-018u.pdf>
- Robles Carbonell, J. A., Fernández García, J. A., Robles Verdecia, J. L., & Lobo Robledo, A. (1998). Characterization of the 2 MN Hydraulic force comparator machine of CEM. *IMEKO TC3/APMF 98 - 16th Int. Conf. on Force, Mass and Torque Measurement.*, 14-18. Taejon (Republic of Korea).
- Robles Carbonell, J. A., Fernández García, J. A., & Siles, J. (1995). Deadweight force standard machine of 500 kN installed at the Centro Español de Metrología. Description, technical and metrological characteristics. *XIV IMEKO International Conference TC3*.
- Robles Carbonell, J. A., Robles Verdecia, J. L., & Lobo, A. (2006). Torque standard machines at CEM. *XVIII IMEKO World Congress*. De <https://www.imeko.org/publications/wc-2006/PWC-2006-TC3-024u.pdf>
- Röske, D, Adolf, K., & Peschel, D. (2000). Lever optimization for torque standard machines. *XIV IMEKO World Congress*. De <http://home.mit.bme.hu/~kollar/IMEKO-procfiles-for-web/congresses/WC-16th-Wien-2000/Papers/Topic 03/Röske.PDF>
- Röske, Dirk. (2009). Torque Key Comparison CCM.T-K1. Measurand Torque : 0 N·m , 500 N·m , 1000 N·m. *Metrologia*, 46. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1088/0026-1394/46/1A/07002>
- Rothleitner, C., Schleichert, J., Vasilyan, S., Rogge, N., Gunther, L., Hilbrunner, F., ... Hartig, F. (2018). First Results Using the Planck-Balance. *CPEM 2018 - Conference on Precision Electromagnetic Measurements*, 2-3. <https://doi.org/10.1109/CPEM.2018.8500904>
- Schkoda, R. F. (2015a). Sliding Mode Control of a Hydraulically Actuated Load Application Unit With Application to Wind Turbine Drivetrain Testing. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 23(6), 2203-2215. <https://doi.org/10.1109/TCST.2015.2409236>
- Schkoda, R. F. (2015b). Static Uncertainty Analysis of a Wind Turbine Test Bench's Load Application Unit. *2015 American Control Conference (ACC)*, 3150-3155. <https://doi.org/10.1109/ACC.2015.7171817>

- Schlamminger, S., Abbott, P., Kubarych, Z., Jarrett, D., & Elmquist, R. E. (2019). The Units for Mass, Voltage, Resistance, and Electrical Current in the SI. *IEEE Instrumentation & Measurement Magazine*, 22, 9-16. <https://doi.org/10.1109/MIM.2019.8716269>
- Schlegel, C., Kahmann, H., & Kumme, R. (2016). MN·m torque calibration for nacelle test benches using transfer standards. *ACTA IMEKO*, 5(4), 12-18. https://doi.org/http://dx.doi.org/10.21014/acta_imeko.v5i4.414
- Schlegel, C., Kahmann, H., Weidinger, P., & Kumme, R. (2017). *New Perspectives for MN·m torque measurement at PTB*. (June), 3-6. De <https://www.imeko.org/publications/tc3-2017/IMEKO-TC3-2017-045.pdf>
- Schlegel, C., Kieckenap, G., Glöckner, B., Buß, A., & Kumme, R. (2012). Traceable periodic force calibration. *Metrologia*, 49(3), 224-235. <https://doi.org/10.1088/0026-1394/49/3/224>
- Shaw, G. A. (2018). Current state of the art in small mass and force metrology within the International System of Units. *Measurement Science and Technology*, 29(7). <https://doi.org/10.1088/1361-6501/aaac51>
- Sutton, C. M., Clarkson, M. T., & Fung, Y. H. (2018). The MSL Kibble Balance Weighing Mode. *CPEM 2018 - Conference on Precision Electromagnetic Measurements*, 1-2. <https://doi.org/10.1109/CPEM.2018.8500889>
- Tegtmeier, F., Kumme, R., Seidel, M., Bundesanstalt, P., & Bundesanstalt, P. (2009). Improvement of the realization of forces between 2 MN and 5 MN at PTB – The new 5 MN force standard machine. *IMEKO World Congress*. De <https://www.imeko.org/publications/wc-2009/IMEKO-WC-2009-TC3-172.pdf>
- Tegtmeier, F., Wagner, M., & Kumme, R. (2015). Investigation of transfer standards in the highest range up to 50 MN within EMRP project SIB 63. *XXI IMEKO World Congress*. De <https://www.imeko.org/publications/wc-2015/IMEKO-WC-2015-TC3-083.pdf>
- The European Wind Energy Association (EWEA). (2011). UpWind «Design limits and solutions for very large wind turbines: A 20 MW turbine is feasible». En *The Sixth Framework Programme for Research and Development of the European Commission (FP6)*. De http://www.ewea.org/fileadmin/files/library/publications/reports/UpWind_Report.pdf
- Wegener, G., & Andrae, J. (2005). Measurement uncertainty of torque measurements with rotating torque transducers in power test stands. *IMEKO 19th TC3 International Conference*. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2006.08.001>
- Weidinger, P., Foyer, G., Ala-Hiiri, J., Schlegel, C., & Kumme, R. (2018). Investigations towards extrapolation approaches for torque transducer characteristics. *Journal of Physics: Conference Series*, 1065. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1065/4/042057>
- Weidinger, P., Foyer, G., Kock, S., Gnauert, J., & Kumme, R. (2018a). Development of a torque calibration procedure under rotation for nacelle test benches. *Journal of Physics: Conference Series*, 1037(5). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1037/5/052030>
- Weidinger, P., Foyer, G., Kock, S., Gnauert, J., & Kumme, R. (2018b). Development of a torque calibration procedure under rotation for nacelle test benches. *Journal of Physics: Conference series*, 1037. <https://doi.org/doi:10.1088/1742-6596/1037/5/052030>
- Weidinger, P., Foyer, G., Kock, S., Gnauert, J., & Kumme, R. (2018c). Procedure for torque calibration under constant rotation investigated on a nacelle test bench. *XIX Sensoren und Messsysteme 2018*, 332-335. De <https://ieeexplore.ieee.org/document/8436181>

- Weidinger, P., Schlegel, C., Foyer, G., & Kumme, R. (2017). Characterisation of a 5 MN·m Torque Transducer by Combining Traditional Calibration and Finite Element Method Simulations. *Sensor Conference Proceedings*, 516-521. <https://doi.org/10.5162/sensor2017/D6.2>
- Zhang, H., & Neshati, M. (2018). An effective method of determining the drive-train efficiency of wind turbines with high accuracy. *Journal of Physics: Conference series*, 1037. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1037/5/052013>
- Zhou, C., Tian, Y., Wang, F., Guo, Z., & Zhang, D. (2017). A Novel Electromagnetic Force Method for Micro/nano Newton Force Measurement. *2017 IEEE International Conference on Manipulation, Manufacturing and Measurement on the Nanoscale (3M-NANO)*, 40-45. <https://doi.org/10.1109/3M-NANO.2017.8286287>