

Tesis Doctoral

Simulación numérica y validación experimental de
fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting* en aceros
trefilados de reducido diámetro



Iñigo Llavori Osa

Departamento de Mecánica y Producción Industrial

Mondragon Unibertsitatea

Tesis presentada para obtener el Grado de

Doctor Ingeniero Industrial

Dirigido por

Dr. Xabier Gómez Rodríguez

Octubre 2016

Aita eta amari

Agradecimientos

Goiz hotz honetan lanpostuko leihotik begira nabil, pentsatzen. *Iritsi da eguna*, diot nire buruari. Iritsi da eskerrak emateko ordua urte polit hauetan lagundu nauten guztiei.

Quiero agradecer en primer lugar a mi director de tesis Xabier Gómez. Xabo, gracias de todo corazón por darme la oportunidad de realizar el doctorado. No te puedes ni imaginar lo que ha supuesto para mi. Gracias por tu extraordinaria orientación y apoyo en estos maravillosos años, con tu ayuda me he formado en el campo de la investigación y enamorarme, otra vez, de la ingeniería. Sin ti no hubiera sido posible.

Quiero agradecer en segundo lugar a Wilson Tato por su ayuda siempre cercana en esta tesis. Wilson, gracias por tu excepcional dedicación, conocimientos, claridad, rigor y calidad humana.

Eskerrak eman nahi nizkioke baita ere tesiarekin batera beraien proiektua egin duten ikasleei, Oier Zubiri, Maddi Aramendi eta Koldor Sacher-i. Zuen laguntza eta animorik gabe tesi hau ez zen posible izango.

Orona EIC eta berezki Mikel Urchegui, Izaro Martin eta Nerea Otañori. Eskerrikasko tesia egiteko aukera eskeintzeagatik.

Mondragon Unibertsitateko irakasleei, batez ere Jaione Iriondo, Alaitz Zabala, Andrea Aginagalde, Jon Ander Esnaola eta Joseba Mendigureni. Eskerrikasko zuen laguntza eta kompaniatik!

Nire lehengusu Aitorri. Eskerrikasko programazio mundua erakustegatik.

Urte hauetan nirekin doktoradutzako lankide guztiei eskerrak luzatu nahi nizkioke Jon Ander, Aitor, Joseba, Buru, Ariane, Alex eta Txamorreri. Eskerrikasko guztioi!

Nire famili guztiari. Bereziki mundu honetan gehien maite ditudan pertsoneri, nere ama eta aitari, mila esker zuen konfidantza eta maitasunagatik.

Laburpena

Osagai mekanikok degradazio fenomeno ezberdinak jasaten dituzte beraien erabilpenean, hauetako garrantzitsuenetariko batzuk nekea eta *fretting*-a direlarik. Degradazio fenomeno hauek jasaten dituzten osagai mekanikoen artean malgukien akoplamenduak, egituretako artikulazioak edo kable metalikoak aurki daitezke. Kable metalikoetako barneko hari kontaktuen artean sortzen den anplitude txikiko irristadura da *fretting* fenomenoaren adibide bat. Kontaktu hauen esfortzu magnitudeen arabera, bi degradazio mota ezberdindu daitezke: *fretting* bidezko higadura eta *fretting* bidezko nekea. Kable metalikoen kasuan bi fenomeno hauen arteko konbinaketa da garrantzitsua. Higadura honek, tensio kontzentradore bezala jokatu dezake kableek duten neke ahalmena murriztuaz.

Ikerketa lan honetan, *fretting* eta neke fenomeno konbinaketan gertatzen diren higadura, pitzadura hastapen eta bere hedapenaren zenbakizko simulazio ezagutza zientifiko-teknologikoa garatu da. Ikerketa honen ondorioz, ondorengo helburu hauek nabarmendu daitezke:

- Higadura, pitzadura hastapena eta bere hedapena batera aztertu ditzakeen 2D zenbakizko metodologiaren garapena eta balioztapena. Zenbakizko eredu honen bitartez, 3D-ko garapenerako irizpideak ezartzea lortu da.
- Hari metalikoetan *fretting* bidezko higadura eta nekea batera aztertu ditzakeen 3D zenbakizko metodologiaren garapena. Zenbakizko eredu hau balioztatzeko tribometro *ad-hoc* bat diseinatu eta fabrikatu da.

Resumen

Componentes mecánicos, como soportes de rodamientos, acoplamientos flexibles, estructuras articuladas o cables metálicos, se encuentran sometidos en uso a solicitaciones combinadas de fatiga y *fretting*. El *fretting* es un fenómeno que surge cuando dos cuerpos que se encuentran en contacto experimentan un movimiento relativo de pequeña amplitud. Dependiendo de la magnitud de las solicitaciones a los que estén sometidos los dos cuerpos en contacto, se producen dos tipos de daño: desgaste por *fretting* y fatiga por *fretting*. Mientras que el primero de ellos está dominado principalmente por el desgaste, el segundo está dominado por la iniciación y propagación de fisuras. Ambos mecanismos pueden causar la rotura catastrófica de dichos componentes mecánicos.

En este trabajo de investigación se han desarrollado modelos numéricos para la simulación de mecanismos acoplados de desgaste junto a los de iniciación y propagación de grieta presentes en problemas que combinan tanto fenómenos de *fretting* como de fatiga. Como principales resultados de este trabajo se han alcanzado los siguientes objetivos:

- Desarrollo y validación de un modelo numérico de desgaste junto los de inicio y crecimiento de grieta en 2D para fenómenos de fatiga por *fretting*. Este modelo ha permitido aumentar el conocimiento y establecer criterios de cara al desarrollo optimizado de un modelo 3D.
- Desarrollo de un modelo 3D de desgaste y fatiga para la estimación de vida en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting* en

hilos metálicos. Este modelo ha sido validado mediante la realización de ensayos experimentales en un tribómetro diseñado *ad-hoc*.

Abstract

Many mechanical components such as, bearing housings, flexible couplings and spines or steel wires are simultaneously subjected to fatigue and fretting damage. Fretting phenomenon arises when two bodies are in contact subjected to relative movement of small amplitude, producing damage to the contacting surfaces. Depending on the magnitude of the stresses two types of failure may occur: fretting wear and fretting fatigue. While the former is dominated mainly by wear mechanism, the second is dominated by crack nucleation and its subsequent growth. Both damage mechanisms can cause catastrophic failure of such mechanical devices.

In this research work, scientific and technological knowledge on numerical simulation of coupled wear, crack nucleation and propagation due to fretting and fatigue phenomena has been developed. The main results of this scientific research are:

- Development of a 2D numerical model of coupled fretting wear and fatigue phenomena that combines wear, crack initiation and its subsequent propagation. This numerical model has enabled to increase knowledge on coupled fretting wear and fatigue phenomena and establish criteria for the development of a 3D model.
- Experimental analysis item of wear and fretting fatigue in small diameter wires that can feed and validate the 3D numerical model.
- Development of a 3D numerical model for life assessment on coupled fretting wear and fatigue phenomena in thin steel wires. The numerical model has been validated with experimental results obtained with the developed *ad-hoc* tribometer.

Índice general

Índice general	VIII
Índice de nomenclatura	XII
Índice de figuras	XVIII
Índice de tablas	XXVII
1. Introducción	1
1.1. Enmarque científico-tecnológico de la tesis	2
1.2. Objetivos de la tesis	6
1.3. Organización de la memoria de tesis	7
1.3.1. Capítulo 2: Revisión bibliográfica	7
1.3.2. Capítulo 3: Simulación numérica 2D de desgaste y fatiga por <i>fretting</i>	7
1.3.3. Capítulo 4: Desarrollo del tribómetro PREVI mkI	8
1.3.4. Capítulo 5: Simulación numérica 3D de desgaste y fatiga por <i>fretting</i> en hilos trefilados de reducido diámetro	8
1.3.5. Capítulo 6: Conclusiones y líneas futuras	9
2. Revisión bibliográfica	10
2.1. Mecánica del Contacto	10
2.1.1. Contacto elástico de Hertz	11
2.1.2. Contacto elástico en presencia de una carga tangencial	13
2.1.3. Contacto elástico en presencia de una tensión tangencial y axial	16

2.2.	Desgaste	18
2.3.	Fatiga	20
2.3.1.	Fatiga de bajo y alto número de ciclos: Curva de Wöhler	21
2.3.2.	Fatiga multiaxial: Parámetros indicadores de fatiga	22
2.3.3.	Modelo de acumulación de daño: Regla de Miner	26
2.4.	Mecánica de la Fractura	27
2.4.1.	Campo singular alrededor del extremo de grieta	27
2.4.2.	Velocidad de propagación de grieta	29
2.4.3.	Orientación de avance de grieta	30
2.5.	<i>Fretting</i>	31
2.5.1.	Diferencias entre <i>fretting</i> y fatiga por <i>fretting</i>	32
2.6.	Modelos Numéricos	33
2.6.1.	Modelos de desgaste	33
2.6.2.	Modelos de fatiga	34
2.6.3.	Modelo de acumulación de daño	35
2.6.4.	Modelado de grieta: Fundamentos del Método eXtendido de los Elementos Finitos	37
2.6.5.	Representación geométrica de frentes en movimiento mediante el método de funciones de nivel	40
2.7.	Bancos de ensayos experimentales	42
2.7.1.	Banco de ensayos de <i>fretting</i>	43
2.7.2.	Banco de ensayos de fatiga por <i>fretting</i>	44
2.8.	Estudio crítico de la revisión bibliográfica	47
3.	Simulación numérica 2D de desgaste y fatiga por <i>fretting</i>	51
3.1.	Introducción	51
3.2.	Características del Modelo 2D Acoplado	52
3.3.	Descripción del Algoritmo Desarrollado	54
3.4.	Verificación mediante FEM del contacto de <i>fretting</i>	58
3.5.	Extracción de los FIT	60
3.6.	Análisis numérico de la trayectoria de la grieta en <i>fretting</i>	62
3.6.1.	Ensayos experimentales de <i>fretting</i> tomados de la bibliografía	63
3.6.2.	Simulación numérica	66

3.6.3.	Resultados numéricos y correlación con los ensayos experimentales	73
3.7.	Estimación de vida en fenómenos de desgaste y fatiga por <i>fretting</i>	80
3.7.1.	Ensayos experimentales de desgaste y fatiga por <i>fretting</i> tomados de la bibliografía	81
3.7.2.	Criterio de iniciación de grieta	83
3.7.3.	Criterio de velocidad de propagación de grieta	84
3.7.4.	Simulación numérica	85
3.7.5.	Resultados numéricos y correlación con los ensayos experimentales	88
3.8.	Conclusiones	99
4.	Desarrollo del tribómetro PREVI mkI	102
4.1.	Introducción	102
4.2.	Requerimientos del tribómetro	104
4.3.	Diseño del tribómetro PREVI mkI	107
4.3.1.	Módulo de desplazamiento alternativo	109
4.3.2.	Módulo de contacto	116
4.4.	Módulo de tensión media	121
4.4.1.	Amarre del hilo sometido a fatiga	123
4.5.	Validación del tribómetro PREVI mkI	125
4.5.1.	Validación del amarre de hilos	125
4.5.2.	Verificación de la longitud del hilo trefilado	127
4.5.3.	Ensayo de <i>fretting</i>	129
4.5.4.	Ensayos de fatiga por <i>fretting</i>	133
4.6.	Conclusiones	138
5.	Simulación numérica 3D de desgaste y fatiga por <i>fretting</i> en hilos trefilados de reducido diámetro	140
5.1.	Introducción	140
5.2.	Simulación numérica 2D vs. 3D	141
5.2.1.	Coste computacional asociado a FEM	141
5.2.2.	Coste computacional asociado a FIPs	142

5.2.3. Singularidad de esquina	152
5.3. Metodología numérica 3D	155
5.3.1. Descripción del algoritmo desarrollado	156
5.3.2. Modelo de elementos finitos	157
5.4. Verificación mediante FEM del contacto en fatiga por <i>fretting</i> de hilos cruzados	160
5.5. Calibración del modelo numérico mediante ensayos experimentales	161
5.5.1. Calibración de los coeficientes de fricción y desgaste	162
5.5.2. Calibración de los coeficientes de Basquin y Coffin-Manson	162
5.6. Correlación numérico-experimental de desgaste y fatiga por <i>fretting</i> en hilos trefilados de reducido diámetro	170
5.6.1. Campaña de ensayos experimentales de desgaste y fatiga por <i>fretting</i> para la validación del modelo numérico 3D desarrollado	170
5.6.2. Evolución de la huella de desgaste	171
5.6.3. Evolución de las tensiones	174
5.6.4. Estimación de FIPs: Evolución del daño	181
5.7. Conclusiones	187
6. Conclusiones generales y líneas futuras	190
6.1. Conclusiones generales	190
6.2. Líneas futuras	192
Bibliografía	198

Índice de nomenclatura

Lista de abreviaturas

CD	Distancia Critica o <i>Critical Distances</i>
CDE	Coefficiente de Desgaste Energético
COF	Coefficiente de Fricción
DENT	<i>Double Edge Notch Tension</i>
EPS-MU	Escuela Politécnica Superior de Mondragon Unibertsitatea
FCT	Factor de Concentración de Tensiones
FIP	Parámetro indicador de fatiga o <i>Fatigue Indicator Parameter</i>
FIT	Factor de Intensidad de Tensiones
FMM	Método de avance rápido o <i>Fast Marching Method</i>
FS	Fatemi-Socie
HB	Dureza Brinell
HCF	Fatiga de alto número de ciclos o <i>High Cycle Fatigue</i>
LCF	Fatiga de bajo número de ciclos o <i>Low Cycle Fatigue</i>
LSM	<i>Level Set Method</i>
MEF	Método de los Elementos Finitos

MFEL	Mecánica de la Fractura Elástico Lineal
MRFM	<i>Material Condition Fretting Maps</i>
NBLSM	<i>Narrow Band Level Set Method</i>
Orona EIC	Centro de Innovación en Elevación de Orona
PM	Método del Punto o <i>Point Method</i>
PUM	Método de la partición de la unidad o <i>Partition of Unity Method</i>
RCFM	<i>Running Condition Fretting Maps</i>
SENT	<i>Single Edge Notch Tension</i>
SWT	Smith-Watson-Topper
TCD	Teoría de la Distancia Critica o <i>Theory of Critical Distances</i>
USM	Método de la pendiente universal o <i>Universal Slope Method</i>
VM	Tensión de Von Mises
WF	Función de peso o <i>Weight Function</i>
X-FEM	Método extendedido de los elementos finitos o <i>eXtended Finite Element Method</i>

Lista de símbolos

σ_n	Tensión normal al plano candidato
D	Diámetro de la polea
d_r	Diámetro del cable
α	Coefficiente de desgaste energético
$\Delta\gamma$	Rango de deformación tangencial
$\Delta\varepsilon$	Rango de deformación axial

Índice general

$\Delta\varepsilon_e$	Rango de deformación elástica
$\Delta\varepsilon_p$	Rango de deformación plástica
δ_{app}	Desplazamiento aplicado en <i>fretting</i>
γ'_c	Coefficiente de ductilidad en fatiga a torsión
κ	Constante de Kolosov
$\mathbf{u}(\mathbf{x})$	Aproximación del campo de desplazamientos
μ	Coefficiente de fricción
$\nabla\phi$	Gradiente de la velocidad del frente de grieta
ν	Módulo de Poisson
ν	Presión máxima de contacto
ω	Parámetro de daño de Miner
Ω_e	Elemento finito
$\phi(\mathbf{x}, t)$	Función <i>level set</i>
ϕ	<i>Level set</i> que define la superficie de grieta
ψ	<i>Level set</i> que define el frente de grieta
σ'_f	Coefficiente de fatiga
σ_y	Límite de tensión elástica
σ_{ij}	Componente del tensor de tensiones
τ'_c	Coefficiente de fatiga a torsión
ε'_f	Coefficiente de ductilidad en fatiga
a	Semiancho de contacto
a_0	Longitud crítica de grieta de fatiga

a_c	Longitud de fisura
b	Exponente de fatiga
b_γ	Exponente de fatiga a torsión
b_{opt}	Longitud inicial de grieta óptima
C	Constante de Paris
c	Exponente de ductilidad en fatiga
c_γ	Exponente de ductilidad de fatiga a torsión
c_{ad}	Semiancho en adhesión
d_i^α	Desplazamiento del nodo i en la dirección α
e	Excentricidad de la zona en adhesión
E_d	Energía de disipación de la superficie de contacto
$F^l(\mathbf{x})$	Función de enriquecimiento correspondiente a la singularidad del frente de grieta que incluye la discontinuidad
F_N	Fuerza normal
F_R	Fuerza de rozamiento
G	Módulo de elasticidad transversal
$H(x)$	Función de Heaviside
$h_{inicial}$	Altura inicial de la barra oscilante
J	Integral de contorno de Rice
k	Coefficiente de desgaste
K_{II}	Factor de Intensidad de Tensiones modo II
K_I	Factor de Intensidad de Tensiones modo I

Índice general

K_{local}	Valor del Factor de Intensidad de Tensiones local
K_{IC}	Tenacidad a la fractura modo I
K_{th}	Umbral de crecimiento del Factor de Intensidad de Tensiones
k_{FS}	Constante de Fatemi-Socie
L	Distancia característica
l_{opt}	Longitud de distancia crítica óptima
L_{bo}	Longitud de la barra oscilante
m	Exponente de Paris
N_f	Número de ciclos de vida en fatiga
N_i	Número de ciclos de iniciación de grieta
N_p	Número de ciclos de propagación de grieta
P	Fuerza de contacto
Q	Fuerza tangencial de contacto
R	Coefficiente de asimetría de la carga
r	Radio de la circunferencia para el cálculo de componente de tensiones
s	Distancia de deslizamiento
u_i	Componente del vector de desplazamiento
V	Volumen desgastado
v	Velocidad del frente de grieta
w	Anchura de la probeta
Y	Factor geométrico de la grieta
φ_i^α	Función de forma del elemento finito

E_e	Módulo de Young equivalente
p_0	Presión máxima de contacto
R_e	Radio de curvatura equivalente

Índice de figuras

1.1. Componentes básicos de un cable metálico.	3
1.2. Sección transversal del cable 7x19 con la localización de los distintos tipos de desgaste. (a) desgastes causados por contactos lineales (b) desgastes causados por contactos puntuales.	3
1.3. Desgastes causados por los contactos identificados. (a) desgaste lineal en hilo central del alma (b) nick tipo A en hilo de diámetro mayor de la capa externa del alma. (c) nick tipo B en hilo de la capa externa de los cordones.	4
1.4. Huella de desgaste para ensayos a 20000 ciclos, con una fuerza de contacto de 1N y un desplazamiento de <i>fretting</i> de 130 μ m para diferentes ángulos de cruce entre hilos. (a) Ensayo experimental a 15°. (b) Ensayo experimental a 60°. (c) Simulación numérica a 15°. (d) Simulación numérica a 60°.	6
2.1. Tipos de contacto: (a) contacto conforme; (b) contacto no conforme.	11
2.2. Distribución de la presión normal en la superficie de contacto. . .	12
2.3. Distribución de la presión normal y tangencial en la superficie de contacto.	15
2.4. Distribución de la tensión axial, tensión normal y tensión tangencial en la superficie de contacto.	17
2.5. Curva de Wöhler.	21
2.6. Base física del modelo SWT.	23
2.7. Base física del modelo FS.	24
2.8. Campo singular alrededor del extremo de grieta.	27

2.9. Los 3 estadios del crecimiento de la grieta.	29
2.10. Diagrama de longitud crítica de Kitagawa y Takahashi.	30
2.11. Mapas de <i>fretting</i> : <i>running condition fretting map</i> y <i>material response fretting map</i>	32
2.12. Modelo de acumulación de daño Miner desarrollado por Cruzado <i>et al.</i>	36
2.13. Descripción de la ecuación <i>level set</i>	41
2.14. Definición de las funciones <i>level sets</i> ϕ y ψ para una grieta.	41
2.15. Esquema de un ensayo en tribómetro.	43
2.16. Ilustración del útil de ensayos tipo puente.	44
2.17. Fotografía del útil de ensayos montado antes de la realización de un ensayo de fatiga por <i>fretting</i>	45
2.18. Esquema del módulo de contacto del banco de ensayos de Wang <i>et al.</i>	46
3.1. Diagrama de flujo del modelo acoplado de contacto, desgaste, fatiga y fractura.	55
3.2. Definición de la grieta mediante <i>level sets</i> : (a) <i>Narrow band level set</i> ϕ ; (b) <i>Narrow band level set</i> ψ	56
3.3. Elementos enriquecidos a partir de los <i>level sets</i> . El círculo azul corresponde al nodo enriquecido con la función Heaviside, $H(x) = \pm 1$, mientras que el cuadrado verde corresponde a la función de de frente de grieta (ecuación 2.52).	57
3.4. Modelo numérico <i>fretting</i> en deslizamiento parcial.	59
3.5. Correlación numérico-analítico: (a) evolución de las cargas aplicadas; (b) σ_{xx} en $Q = 200$ Mpa; (c) σ_{yy} en $Q = 200$ Mpa; (d) σ_{xy} en $Q = 200$ Mpa.	60
3.6. Los casos analizado para realizar la verificación en la extracción de los FIT: (a) grieta centrada; (b) SENT; (c) DENT.	61
3.7. Tribómetro de <i>plain fretting</i> de la École Centrale de Lyon.	63
3.8. Descripción de la trayectoria de la grieta.	65
3.9. Trayectoria de las grieta de los ensayos experimentales.	66

3.10. Comparación de la trayectoria de la grieta del ensayo 11 y la descripción de Pannemaecker.	67
3.11. (a) Solución numérica de la propagación modificando el tamaño de los elementos del indentador; (b) elementos X-FEM y T2D2 para el modelado de grieta y contacto entre caras de grieta.	67
3.12. Los pasos de carga aplicados en cada ciclo de simulación numérica. Se ha aumentado 5x el desplazamiento de los nodos en el eje x para ver mejor la apertura de grieta: (a) pasos de carga; (b) tiempo 2; (c) tiempo 3; (d) tiempo 4; (e) tiempo 5; (f) tiempo 6.	69
3.13. Criterio de la mínima variación de la tensión tangencial.	70
3.14. Criterio del máximo rango efectivo de la tensión circunferencial.	70
3.15. Criterio SWT.	71
3.16. Método del Punto (del inglés <i>Point Method</i> , PM) de la Teoría de la Distancia Crítica (del inglés <i>The Theory of Critical Distances</i> , TCD).	72
3.17. Calibración de la CD del criterio de la mínima variación de la tensión tangencial.	73
3.18. Calibración de la CD del parámetro SWT.	73
3.19. Calibración de la CD del criterio máx ($\Delta\sigma_{n,eff}(\theta)$).	74
3.20. Correlación numérico-experimental de la trayectoria de la grieta.	75
3.21. Resultados numéricos de la influencia de la carga tangencial en la dirección de propagación.	77
3.22. Resultados numéricos de la influencia del ángulo de iniciación de grieta en la dirección de propagación.	77
3.23. Análisis de la zona de propagación de grieta mediante el parámetro SWT, para un modelo numérico sin grieta: (a) gráfico de contorno de la distribución del valor del parámetro SWT; (b) gráfico de contorno del plano con el mayor valor del parámetro SWT.	79
3.24. Análisis de la zona de propagación de grieta mediante el parámetro SWT, para un modelo numérico sin grieta: (a) gráfico de contorno de la distribución del valor del parámetro SWT; (b) gráfico de contorno del plano con el mayor valor del parámetro SWT.	80
3.25. Esquema del ensayo de Magaziner <i>et al.</i>	81

3.26. Modelo numérico de fatiga por <i>fretting</i> en deslizamiento total. . .	85
3.27. Error mínimo de estimación mediante $l_{\text{opt}} - b_{\text{opt}}$	87
3.28. Evolución del campo de las tensiones de VM en diferentes ciclos de la simulación, con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A).	89
3.29. Evolución del campo de las tensiones de VM en diferentes ciclos de la simulación, con una amplitud de desplazamiento de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A).	90
3.30. Evolución del deslizamiento en la superficie de contacto, en diferentes instantes de la simulación con la amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (simulación 9A): (a) hasta 30000 ciclos; (b) desde 40000 ciclos hasta rotura. Nota: Por claridad en ambas figuras se muestra el deslizamiento inicial para el primer ciclo de simulación.	91
3.31. Evolución del deslizamiento en la superficie de contacto en diferentes instantes de la simulación 10A.	92
3.32. Evolución del componente del tensor de tensiones σ_{xx} para las simulaciones con amplitud de deslizamiento $36 \mu\text{m}$ (9A) y $104 \mu\text{m}$ (10A).	93
3.33. Evolución del componente del tensor de tensiones σ_{yy} para las simulaciones con amplitud de deslizamiento $36 \mu\text{m}$ (9A) y $104 \mu\text{m}$ (10A).	94
3.34. Evolución del componente del tensor de tensiones σ_{xy} para las simulaciones con amplitud de deslizamiento $36 \mu\text{m}$ (9A) y $104 \mu\text{m}$ (10A).	94
3.35. Evolución de los componentes del tensor de tensiones en diferentes ciclos de simulación con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A).	95
3.36. Evolución de los componentes del tensor de tensiones en diferentes ciclos de simulación con una amplitud de desplazamiento de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 9A).	96
3.37. Daño acumulado de Miner de los ensayos con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A) y de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A).	96
3.38. Daño acumulado de Miner en la superficie de contacto en los Daño acumulado de Miner de los ensayos con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A) y de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A).	97

3.39. Evolución del FIT para la simulación con una a desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A).	98
4.1. Tipos de ensayo realizados por el tribómetro PREVI mkI: (a) fatiga uniaxial; (b) <i>fretting</i> ; (c) <i>fretting</i> fatiga.	103
4.2. Ensayo de tracción sobre hilo de 0,45 mm.	105
4.3. Longitud de contacto de <i>fretting</i> en función del alargamiento teórico del hilo de 0,45 mm de diámetro.	106
4.4. Tribómetro PREVI mkI configurado para un ensayo de desgaste y fatiga por <i>fretting</i>	108
4.5. Esquema del tribómetro de Klaffke: (a) alzado; (b) planta.	110
4.6. Desplazamiento de <i>fretting</i> del tribómetro de Klaffke.	111
4.7. Esquema del tribómetro de <i>fretting</i> de Ramesh y Gnanamoorthy.	112
4.8. Esquema del mecanismo de reducción de Ramesh y Gnanamoorthy.	112
4.9. Análisis del mecanismo de reducción de desplazamiento de Ramesh y Gnanamoorthy : (a) influencia de la h_{inicial} para una $L_{\text{bo}} = 200$ mm; (b) influencia de la L_{bo} para una $h_{\text{inicial}} = 0$ mm.	113
4.10. Diseño de la excéntrica: (a) montaje; (b) disco unido al eje del motor; (c) disco unido a la biela.	115
4.11. Diseño del mecanismo de reducción de desplazamiento: (a) diseño de la biela y barra oscilante; (b) unión entre la biela y la barra oscilante; (c) unión entre la barra oscilante y el patín de desplazamiento de <i>fretting</i>	116
4.12. Soporte de amarre del hilo: (a) ensayo de fatiga por <i>fretting</i> ; (b) ensayo de <i>fretting</i>	116
4.13. Amarre de hilos metálicos desarrollado por Urchegui.	119
4.14. Módulo de contacto.	120
4.15. Soporte del hilo de contacto: (a) detalle del montaje del hilo; (b) detalle del ángulo de cruce.	120
4.16. Diferentes configuraciones de contacto en PREVI mkI: (a) contacto en <i>fretting</i> ; (b) contacto en <i>fretting</i> fatiga.	121

4.17. Análisis numérico de la influencia del error en el posicionamiento del contacto: (a) contacto perfecto; (b) contacto desplazado 100 μm ; (c) contacto desplazado 200 μm	122
4.18. Módulo de tensión media: (a) esquema del módulo; (b) sección del tensor.	123
4.19. Amarre de hilos trefilados de reducido diámetro: (a) amarre por tambores; (b) amarre tipo portabrocas.	123
4.20. Factor de Concentración de Tensiones (FCT) en el hilo sometido a tracción en función del diámetro del amarre por tambores. . . .	124
4.21. Rotura del hilo a fatiga uniaxial: (a) rotura de la probeta; (b) imagen del microscopio de la superficie de fractura.	126
4.22. Error teórico porcentual de fuerza en función de la longitud del hilo.	127
4.23. Útil de montaje del hilo para la definición de la longitud de la probeta.	128
4.24. Ciclo de histéresis de la fuerza de rozamiento en función del desplazamiento.	129
4.25. Ciclo de histéresis fuerza de rozamiento (F_r) - desplazamiento (δ) característicos para los diferentes regímenes de <i>fretting</i> ; (a) deslizamiento parcial (b) deslizamiento total.	130
4.26. Esquema de la interacción de la huella de desgaste, basado en el modelo de Mulvihill <i>et al.</i>	131
4.27. Efecto geométrico de la huella de desgaste en el <i>fretting loop</i>	132
4.28. Ensayos a diferentes ángulos de cruce $0^\circ - 45^\circ$	132
4.29. Ensayos de <i>fretting</i> a diferentes ángulos de cruce y 10000 ciclos: (a) 0° ; (b) 15° ; (c) 30° ; (d) 45°	134
4.30. Fuerza de contacto y de rozamiento en ensayos de <i>fretting</i> a diferentes ángulos de cruce y 10000 ciclos: (a) 0° ; (b) 45°	134
4.31. Ensayo de fatiga por <i>fretting</i> a 15°	135
4.32. Esquema del equilibrio estático de fuerzas axiales en un ensayo de fatiga por <i>fretting</i> : (a) instante de carga axial máxima; (b) instante de carga axial mínima.	136

4.33. Evolución de las tensiones axiales y tangenciales en un ensayo de fatiga por <i>fretting</i> : (a) instante de mínima carga axial; (b) instante de máxima carga axial.	137
5.1. Sección de un contacto entre hilos metálicos a 90°: (a) contacto sin desgaste al comienzo de la simulación; (b) contacto con desgaste durante la simulación.	142
5.2. Distribución de tensiones sobre un plano candidato en un sistema de coordenadas 3D.	143
5.3. Trayectoria de la tensión tangencial sobre un plano candidato. . .	146
5.4. Métodos de cálculo de la distancia máxima entre todos puntos: (a) método MCC (círculo mínimo circunscrito); (b) método RC (calibre rotador).	147
5.5. Diferentes pasos del algoritmo de RC (calibre rotador): (a) paso 1, inicialización; (b) paso 2; (c) paso 3; (d) paso 4; (e) paso 5; (f) paso 6, finalización.	148
5.6. Métodos de cálculo del rango tangencial sensibles a fenómenos multiaxiales no proporcionales: (a) método MRH (envolvente rectangular máxima); (b) método AABB (envolvente rectangular alineada con los ejes).	150
5.7. Cálculo del daño de Miner para los diferentes métodos: (a) método MCC (círculo mínimo circunscrito); (b) método RC (calibre rotador); (c) método MRH (envolvente rectangular máxima); (d) método AABB (envolvente rectangular alineada con los ejes). . . .	152
5.8. Esquema de la simulación de un hilo con fisura sometido a tracción pura y mallado de EF: (a) porción del hilo considerado en la simulación; (b) elementos C3D20 en la intersección del frente grieta con el borde libre.	153
5.9. Singularidad de esquina, producto de la contracción de Poisson en la intersección del frente grieta con el borde libre.	154
5.10. Esquema para la lectura de datos: (a) sistema local de coordenadas para el frente de grieta; (b) ángulo de definición de la posición a lo largo del frente de grieta.	154

5.11. Resultados de la simulación del hilo metalico con una fisura elíptica sometido a tracción pura: (a) distribución de ε_{33} a lo largo del frente de grieta; (b) distribución de K_I a lo largo del frente de grieta.	155
5.12. Algoritmo 3D.	156
5.13. Modelo de elementos finitos formado por elementos C3D8: (a) modelo completo; (b) partición de la zona de contacto donde se considera el desgaste.	158
5.14. Capas de elementos donde se considera el desgaste y el estudio multiaxial.	158
5.15. Condiciones de contorno de modelo de elementos finitos.	159
5.16. Evolución de las cargas y deslizamiento aplicados: (a) fuerza de contacto y carga axial de fatiga; (b) deslizamiento.	159
5.17. Verificación de la simulación numérica: (a) presión de contacto; (b) fuerza tangencial.	161
5.18. Métodos de calibración de los coeficientes de Basquin: (a) relación de la tensión media y alterna de los ensayos experimentales realizados; (b) <i>fitting</i> mediante Goodman; (c) <i>fitting</i> mediante SWT_{ar} ; (d) <i>fitting</i> mediante Gerber.	164
5.19. Curva de histéresis a mitad de vida para el hilo metálico de 0,45 mm.	166
5.20. <i>Fitting</i> para la calibración de los coeficientes de Coffin-Manson.	167
5.21. Evolución de la huella de desgaste de la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60°: (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.	172
5.22. Evolución de la huella de desgaste de la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 90°: (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.	173
5.23. Evolución de la componente σ_{xx} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60°: (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.	175

5.24. Evolución de la componente σ_{xx} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 90° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.	176
5.25. Evolución de la componente σ_{yy} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.	177
5.26. Evolución de la componente σ_{yy} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 90° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.	178
5.27. Evolución de la componente σ_{xy} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.	179
5.28. Evolución de la componente σ_{xy} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 90° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.	180
5.29. Correlación numérico-experimental mediante el FIP <i>SWT</i>	184
5.30. Evolución del FIP <i>SWT</i> para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) rotura final, ciclo 17822.	185
5.31. Evolución del FIP <i>SWT</i> para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) rotura final, ciclo 16567.	186
6.1. Esquema del apoyo tipo rodamiento para un ensayo combinado de desgaste y fatiga por <i>fretting</i> para el tribómetro PREVI mkII.	194

Índice de tablas

3.1. Datos empleado en las simulaciones de cálculo de los FIT.	62
3.2. Resultados de las simulaciones de los FIT.	62
3.3. Propiedades mecánicas de las aleaciones Ti-6Al-4V y 7075-T6. . .	64
3.4. Ensayos realizado con la aleación Al-7075-T6.	64
3.5. Parámetros de fatiga para $R = -1$ de la aleación 7075-T6 tomados de bibliografía.	72
3.6. Resultados de los ensayos experimentales de Magaziner <i>et al.</i> . . .	82
3.7. Propiedades mecánicas, tribológicas y de fatiga de la aleación de titanio Ti-6Al-4V.	83
3.8. Datos de los ensayos experimentales.	86
3.9. Propiedades a fractura de la aleación de titanio Ti-6Al-4V.	86
3.10. Correlación experimental de la simulación numérica.	98
4.1. Requerimientos del tribómetro.	104
4.2. Resultados de las simulaciones del efecto del desalineamiento en el contacto.	122
4.3. Tensión de rotura según el tipo de amarre.	124
4.4. Ensayos de validación de amarre.	126
4.5. Ensayos de verificación de la longitud de hilo.	128
4.6. Datos de los ensayos de validación de <i>fretting</i>	133
4.7. Datos de un ensayo de fatiga por <i>fretting</i> para la verificación de la carga axial.	137

5.1. Tiempos de ejecución para cada ciclo de desgaste y fatiga por <i>fretting</i> analizado de los diferentes algoritmos para el cálculo del rango de la tensión tangencial.	151
5.2. Coeficientes de desgaste obtenidos por Cruzado a partir de ensayos de desgaste por <i>fretting</i> para diferentes cargas y ciclos en hilos trefilados de 0,45 mm de diámetro.	162
5.3. Campaña de fatiga uniaxial del hilo trefilado de 0,45 mm para obtener los coeficientes de Basquin.	163
5.4. Términos de Basquin calibrados.	165
5.5. Resultados obtenidos en la campaña de fatiga uniaxial LCF del hilo trefilado de 0,45 mm para obtener los términos de Coffin-Manson para una relación de cargas $R = 0,05$	165
5.6. Propiedades mecánicas del hilo de 0,45 mm.	169
5.7. Términos de Coffin-Manson calibrados para los diferentes métodos empleados.	169
5.8. Campaña de ensayos de desgaste y fatiga por <i>fretting</i>	171
5.9. Estimación de vida de la simulación con el ángulo de cruce de 60° para el FIP <i>SWT</i> , empleando los diferentes coeficientes de calibración.	182
5.10. Estimación de vida de la simulación con el ángulo de cruce de 60° para el FIP Crossland, empleando los diferentes coeficientes de calibración.	182
5.11. Estimación de vida de la simulación con el ángulo de cruce de 60° para el FIP <i>FS</i> , empleando los diferentes coeficientes de calibración.	183
5.12. Estimación de vida de la simulación con el ángulo de cruce de 60° para el FIP <i>FS2016</i> , empleando los diferentes coeficientes de calibración.	183

Capítulo 1

Introducción

La presente tesis “*Simulación numérica y validación experimental de fenómenos de desgaste y fatiga por fretting en aceros trefilados de reducido diámetro*”, se enmarca dentro del programa de doctorado “*Ingeniería Mecánica y Energía Eléctrica*” del Departamento de Mecánica y Producción Industrial de la Escuela Politécnica Superior de Mondragon Unibertsitatea (EPS-MU).

Una de las tendencias que se ha impuesto en los últimos años en el diseño de ascensores es el uso de motores de accionamiento directo en lugar de motores con reductor. Por esta razón, se debe disminuir el diámetro de la polea debido al menor par proporcionado por los motores de accionamiento directo. El uso de poleas de menor diámetro hace que las condiciones de trabajo de los cables metálicos utilizados en los ascensores sean más severas, pudiéndose incrementar los fenómenos de degradación por *fretting* y fatiga de los hilos utilizados en los cables metálicos.

El grupo de trabajo de la línea de Tecnologías de Superficies de la EPS-MU, junto al Centro de Innovación en Elevación de Orona (Orona EIC), lleva trabajando en el estudio de los mecanismos de degradación de los cables metálicos empleados en el sector de la elevación desde 2004. La presente tesis se centra en el desarrollo de conocimiento científico-tecnológico sobre la simulación numérica de los mecanismos acoplados de desgaste y fatiga aplicados a cables metálicos empleados en el sector de la elevación.

En el presente capítulo se recoge el enmarque científico-tecnológico, los objetivos y la metodología de esta tesis doctoral. En primer lugar se describe la

problemática a estudiar y los trabajos previos relacionados por el grupo de trabajo de la línea de Tecnologías de Superficies de la EPS-MU. A continuación se definen los objetivos de la presente tesis y se describe la organización de la presente memoria de tesis.

Esta tesis ha sido financiada por Orona EIC, en el marco del proyecto SIMCABLE-PREVI y por el Departamento de Educación, Política Lingüística y Cultura del Gobierno Vasco en el marco de los proyectos RUCODEG (Ref. UE2013-7) y NUSIMCO (Ref. PI2013-23).

1.1. Enmarque científico-tecnológico de la tesis

Componentes mecánicos, como soportes de rodamientos, acoplamientos flexibles, estructuras articuladas o cables metálicos, se encuentran sometidos en uso a solicitaciones combinadas de fatiga y *fretting*. El *fretting* es un fenómeno que surge cuando dos cuerpos que se encuentran en contacto experimentan un movimiento relativo de pequeña amplitud. Dependiendo de la magnitud de las solicitaciones a los que estén sometidos los dos cuerpos en contacto, se producen dos tipos de daño: desgaste por *fretting* o *fretting wear* y fatiga por *fretting* o *fretting fatigue*. Mientras que el primero de ellos está dominado principalmente por el desgaste, el segundo está dominado por la iniciación y propagación de fisuras. Ambos mecanismos pueden causar la rotura catastrófica de dichos componentes mecánicos.

En el caso concreto de los cables metálicos utilizados en ascensores, estos están formados por hilos de acero trefilado que se encuentran trenzados en forma de cordones, los cuales son a su vez trenzados alrededor de un cordón central o alma (Figura 1.1). Estos cables metálicos ofrecen una alta resistencia a tracción y flexión y en uso se encuentran sometidos tanto a esfuerzos a tracción fluctuantes como a solicitaciones de flexión a su paso por las poleas. Como consecuencia de esta flexión, se produce el movimiento relativo de los hilos en los puntos de contacto, lugares donde se tienen presiones que pueden ser elevadas debido al reducido diámetro de los hilos trefilados, de modo que en esas zonas los hilos se encuentran sometidos a solicitaciones de *fretting*.

Urchegui [1] estudió el efecto del desgaste por *fretting* en cables de acero 7x19

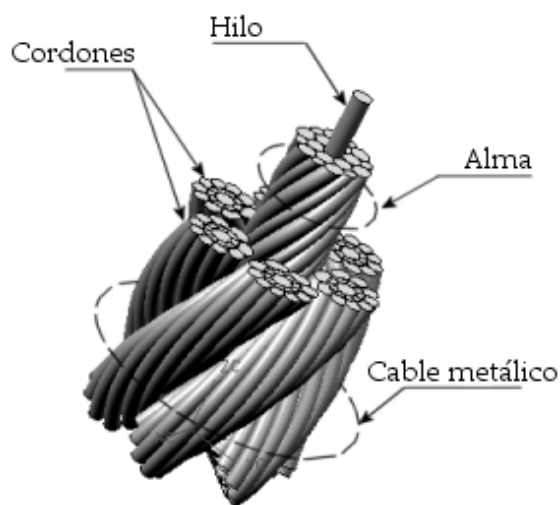


Figura 1.1: Componentes básicos de un cable metálico [1].

(6 cordones + 1 alma, donde cada uno de ellos estaba constituido por 19 hilos treflados). La Figura 1.2 muestra los diferentes tipos de contacto que se producen en los cables. Mientras que los contactos lineales (Figura 1.2(a)) tienen lugar entre los hilos de un mismo cordón, el contacto puntual (Figura 1.2(b)) sucede entre los hilos exteriores de los distintos cordones.

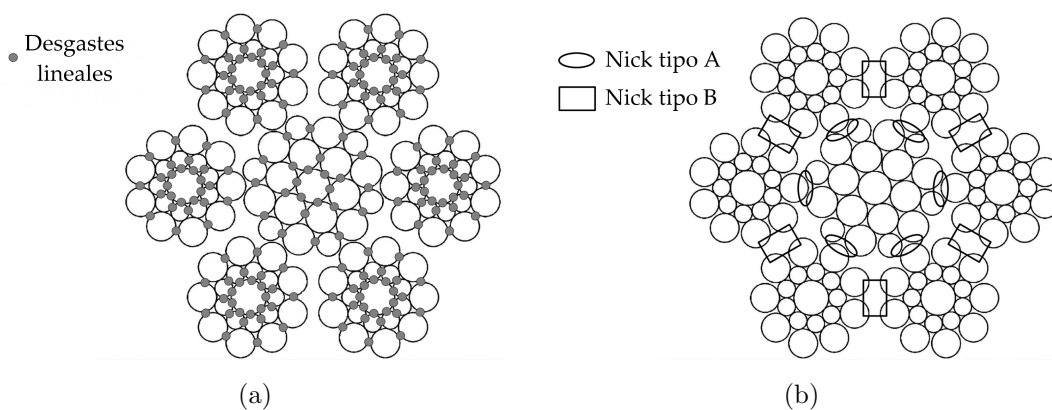


Figura 1.2: Sección transversal del cable 7x19 con la localización de los distintos tipos de desgaste. (a) desgastes causados por contactos lineales (b) desgastes causados por contactos puntuales [1].

Dentro de estos contactos puntuales, se pueden diferenciar los contactos puntuales entre el alma y los cordones (Nick tipo A) y los contactos puntuales entre

1.1. Enmarque científico-tecnológico de la tesis

los hilos exteriores del los cordones (Nick Tipo B). A las huellas de desgaste, como consecuencia de estos contactos puntuales, se les conoce como Nick o Trellis [2]. Dado que el cable tomado como referencia en este trabajo está recubierto por una funda polimérica, no existe el desgaste generado entre la polea y el cable.

En estos tipos de contactos se produce una huella de desgaste diferente debido al fenómeno de *fretting*. Mientras que los contactos lineales producen huellas de desgaste lineales (Figura 1.3(a)), los contactos puntuales producen una huella de desgaste elíptica (Figuras 1.3(b) y 1.3(c)). Las huellas de desgaste más severas son aquellas que generan una huella elíptica, ya que pueden producir una reducción importante en la sección transversal del hilo, aumentando las tensiones en esta dirección.

Urchegui [1] concluyó que la flexión que sufre el cable al paso por la polea conlleva un deslizamiento entre los hilos de contacto, produciendo desgaste y reduciendo de forma notable la vida de los cables. Por ejemplo, tomando como referencia una polea de 200 mm, si se reduce la relación de diámetro polea/diámetro cable un 25 %, la velocidad de desgaste de los hilos del cable incrementa aproximadamente un 100 %. En caso de que la relación se disminuya un 50 %, la velocidad de desgaste aumenta un 2200 %.

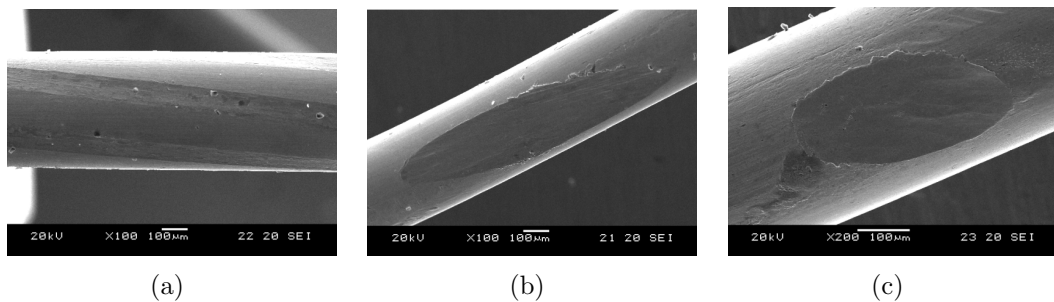


Figura 1.3: Desgastes causados por los contactos identificados. (a) desgaste lineal en hilo central del alma (b) nick tipo A en hilo de diámetro mayor de la capa externa del alma. (c) nick tipo B en hilo de la capa externa de los cordones [1].

Tal como se ha mencionado anteriormente, una de las tendencias más importantes que tienen lugar en el sector de los ascensores se centra en el uso de los motores de accionamiento directo. Estos tipos de motores ocupan menos espacio, por lo que no es necesario la sala de máquinas, ahorrando un gran espacio y redu-

ciendo los costes de construcción. Sin embargo, estos tipos de motores producen un par de torsión menor, con la desventaja de que las poleas utilizadas deben ser más pequeñas. Según la norma UNE-EN 81-1 [3], la relación entre el diámetro de la polea D y el diámetro del cable d_r debe ser igual o mayor a cuarenta ($D/d_r \geq 40$). Por lo tanto, los cables de acero utilizados en las nuevas soluciones de ascensores deben ser de menor diámetro, o emplear otra relación D/d_r . Por un lado, la construcción de nuevas soluciones de cables de menor diámetro hace necesario el uso de hilos trefilados de menor diámetro con las dificultades de fabricación asociadas. Por otro lado, el uso de relaciones ($D/d_r \leq 40$) implica estar fuera de la norma UNE-EN 81-1. En cualquiera de los dos casos, los esfuerzos que sufre el cable al paso por la polea aumentan, lo que resulta en un mecanismo de daño más agresivo que puede dar lugar a una reducción considerable de vida de los cables.

Debido a la complejidad de la construcción de los cables metálicos y a la dificultad de detectar experimentalmente la degradación en los puntos de contacto, Cruzado [4] desarrolló una herramienta de simulación de desgaste, donde el usuario es capaz de simular las diferentes condiciones de trabajo del cable. En la Figura 1.4 se muestra la correlación numérico-experimental de dos ensayos con un ángulo de cruce entre hilos distinto. Se observa que para un ángulo de cruce de 15° (Figuras 1.4(a) y 1.4(c)), la huella elíptica es más alargada, mientras que para el ángulo de cruce de 60° la huella elíptica es más corta.

Sin embargo, la rotura final de los hilos metálicos no se debe solamente al desgaste, ya que estos hilos a su vez sufren cargas axiales alternativas que sugieren que el fenómeno de fatiga también puede ser importante. Además, teniendo en cuenta que la forma de la huella de desgaste es diferente en función del ángulo de cruce entre hilos, la evolución de las tensiones también es diferente, con lo que la vida a fatiga también será distinta.

Por esta razón, el desarrollo de conocimiento científico-tecnológico sobre la simulación numérica de los mecanismos acoplados de desgaste, iniciación y propagación de grieta, presentes en problemas que combinan tanto fenómenos de *fretting* como de fatiga, son de gran interés.

1.2. Objetivos de la tesis

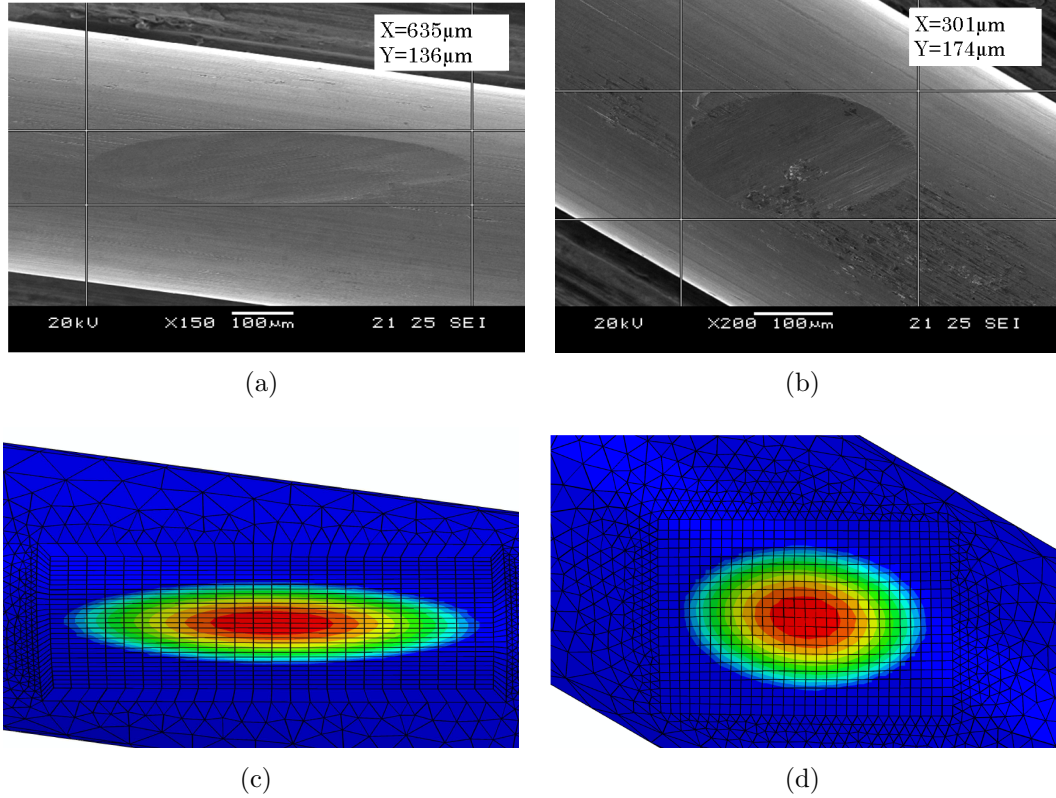


Figura 1.4: Huella de desgaste para ensayos a 20000 ciclos, con una fuerza de contacto de 1N y un desplazamiento de *fretting* de $130\mu\text{m}$ para diferentes ángulos de cruce. (a) Ensayo experimental a 15° . (b) Ensayo experimental a 60° . (c) Simulación numérica a 15° . (d) Simulación numérica a 60° [4].

1.2. Objetivos de la tesis

De acuerdo a lo expuesto en el apartado anterior, “Enmarque Científico-Tecnológico”, el objetivo global de la tesis es el desarrollo de conocimiento científico-tecnológico sobre la simulación numérica de los mecanismos acoplados de desgaste y fractura, presentes principalmente en problemas que combinan tanto *fretting* como fatiga. A partir de este objetivo global se han definido los siguientes objetivos operativos:

- **Objetivo 1:** Revisión bibliográfica de los principales trabajos sobre los mecanismos acoplados de desgaste y fractura, presentes en problemas de fatiga por *fretting*.

- **Objetivo 2:** Desarrollo de un modelo numérico combinado de desgaste y de inicio y crecimiento de grieta en 2D para fenómenos de fatiga por *fretting*, con la intención de definir criterios y aumentar el conocimiento de cara al desarrollo del modelo numérico 3D.
- **Objetivo 3:** Análisis experimental de fatiga por *fretting* en hilos metálicos de reducido diámetro que permitan calibrar y validar el modelo numérico 3D.
- **Objetivo 4:** Desarrollo de un modelo 3D combinado de desgaste y fatiga para estimar la vida en fenómenos de fatiga por *fretting* en hilos metálicos.

1.3. Organización de la memoria de tesis

El documento de tesis se ha dividido en los siguientes capítulos con el fin de alcanzar los objetivos operativos mencionados en la sección 1.2.

1.3.1. Capítulo 2: Revisión bibliográfica

El capítulo resume los trabajos principales de la bibliografía para entender los fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*. Se analizan los fundamentos teóricos de la mecánica de contacto y la mecánica de la fractura, así como los modelos de desgaste y fatiga. Posteriormente, se muestran las técnicas numéricas desarrolladas por los diferentes autores para analizar los fenómenos de *fretting* y fatiga por *fretting* y se describen los diferentes tipos de bancos de ensayo según el tipo de ensayo a realizar. El capítulo concluye con un estudio crítico de la revisión bibliográfica.

1.3.2. Capítulo 3: Simulación numérica 2D de desgaste y fatiga por *fretting*

En este capítulo se presenta una metodología numérica global 2D de iniciación y propagación de grieta para fenómenos de *fretting* y fatiga por *fretting* en

presencia de desgaste. El capítulo describe las características principales del modelo desarrollado y la arquitectura numérica desarrollada para acoplar de forma natural los diferentes fenómenos en un único modelo numérico. Como ejemplo de aplicación, en el capítulo se analizan dos casos distintos tomando como referencia ensayos experimentales realizados en la bibliografía. Por un lado, se analiza la trayectoria de la grieta, según los diferentes criterios de orientación de avance de fisura para un contacto no conforme en *fretting* en condiciones de deslizamiento parcial. Además, con el criterio de orientación que mejor se ajusta a los resultados experimentales se ha realizado un análisis de la influencia de la magnitud de la carga tangencial y del ángulo de iniciación de la grieta. Por otro lado, se analiza la evolución de la superficie de contacto y la estimación de vida para fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*. Finalmente, se resumen las conclusiones obtenidas con el objetivo de definir criterios y aumentar el conocimiento de cara al desarrollo del modelo numérico 3D.

1.3.3. Capítulo 4: Desarrollo del tribómetro PREVI mkI

Para alcanzar el objetivo operativo "*Análisis experimental de fatiga por fretting en hilos metálicos de reducido diámetro que permitan alimentar y validar el modelo numérico 3D*", se ha diseñado y fabricado un tribómetro denominado PREVI mkI. El prototipo permite realizar ensayos de fatiga uniaxial, *fretting* y fatiga por *fretting* sobre hilo metálico de reducido diámetro. El capítulo describe los requerimientos del tribómetro y las diferentes opciones planteadas para cada módulos fabricado, además de los ensayos de verificación realizados.

1.3.4. Capítulo 5: Simulación numérica 3D de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trefilados de reducido diámetro

En este capítulo, se presenta una metodología numérica 3D de estimación de vida de fenómenos de fatiga por *fretting* en presencia de desgaste en hilos trefilados de reducido diámetro. En el capítulo se describen las principales diferencias y/o problemas numéricos entre el 2D y 3D. Además, se describen las características

principales del modelo 3D desarrollado, que en esencia es una extensión natural de la arquitectura numérica 2D desarrollada en el capítulo 3. El capítulo prosigue con la descripción de los ensayos experimentales realizados para la calibración del modelo numérico desarrollado. Estos ensayos han consistido en un conjunto de ensayos de fatiga uniaxial y ensayos de desgaste por *fretting*. Posteriormente, se presenta los trabajos de validación del modelo numérico. Para ello se han realizado ensayos experimentales de fatiga por *fretting* y se ha realizado un cálculo numérico de estos ensayos, analizando la evolución de las tensiones y el daño generado por el desgaste, así como la correlación experimental de la estimación de vida.

1.3.5. Capítulo 6: Conclusiones y líneas futuras

En este capítulo se resumen las conclusiones generales y las aportaciones de la tesis. Además, se describen las recomendaciones del autor para las líneas futuras de la investigación.

Capítulo 2

Revisión bibliográfica

Este apartado resume los principales trabajos de la bibliografía de los fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*. El apartado comienza con la presentación de los fundamentos teóricos de los diferentes fenómenos, tales como la mecánica de contacto, el desgaste, la fatiga y la mecánica de la fractura. Seguidamente, se presentan los modos de fallo del *fretting* derivados de estos fenómenos. Posteriormente, se muestran los modelos y técnicas numéricas desarrolladas por los diferentes autores para analizar los fenómenos de *fretting*. Desde el punto de vista experimental, se describen los diferentes tipos de bancos de ensayo según los parámetros que se quieren analizar. Finalmente, el capítulo se cierra con el estudio crítico del estado del arte.

2.1. Mecánica del Contacto

La mecánica de contacto estudia la deformación de sólidos en contacto. Dependiendo de la geometría de contacto se clasifican dos tipos diferentes:

- **Contacto conforme:** La superficie de contacto no depende de las cargas aplicadas. Un ejemplo de este tipo de contacto es el caso entre dos superficies planas (Figura 2.1(a)).
- **Contacto no conforme:** La superficie de contacto depende de las cargas aplicadas. Éste sería el caso de contactos lineales o puntuales entre dos superficies no conformes como en un cilindro y un plano (Figura 2.1(b)).

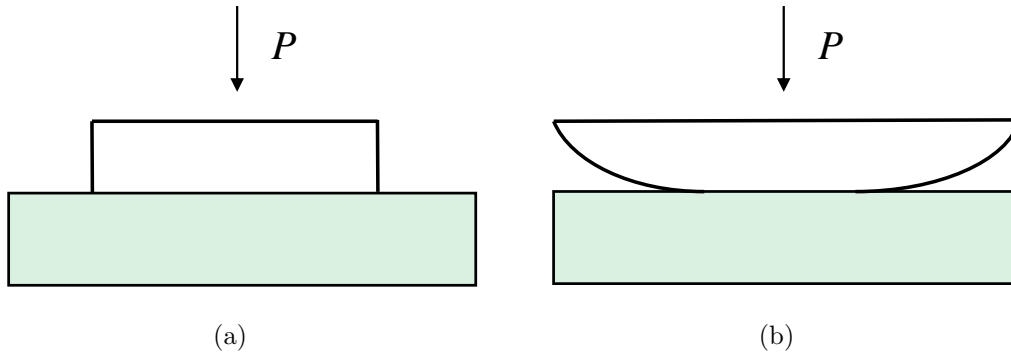


Figura 2.1: Tipos de contacto: (a) contacto conforme; (b) contacto no conforme.

El interés de esta tesis doctoral se centra principalmente en el contacto no conforme.

2.1.1. Contacto elástico de Hertz

Hertz [5] resolvió analíticamente el problema de este tipo de contacto, así como el cálculo de tensiones generadas entre dos cuerpos elásticos sometidos bajo una carga normal. El análisis se basa en las siguientes hipótesis:

- Las superficies en contacto son lisas y continuas.
- Cada cuerpo puede considerarse como un espacio semi-infinito elástico.
- La superficie se considera sin fricción.

En este capítulo se mostrará a modo de ejemplo el caso más sencillo, el contacto lineal entre un cilindro y un plano, pudiéndose encontrar la descripción detallada de éste y otro tipos de contacto en el libro de Johnson [6].

De acuerdo con la teoría de Hertz, el semiancho de contacto a (Figura 2.2) producida por la fuerza de contacto P entre el cilindro y el plano, por unidad de volumen se define como

$$a^2 = \frac{4PR_e}{\pi E_e}, \quad (2.1)$$

2.1. Mecánica del Contacto

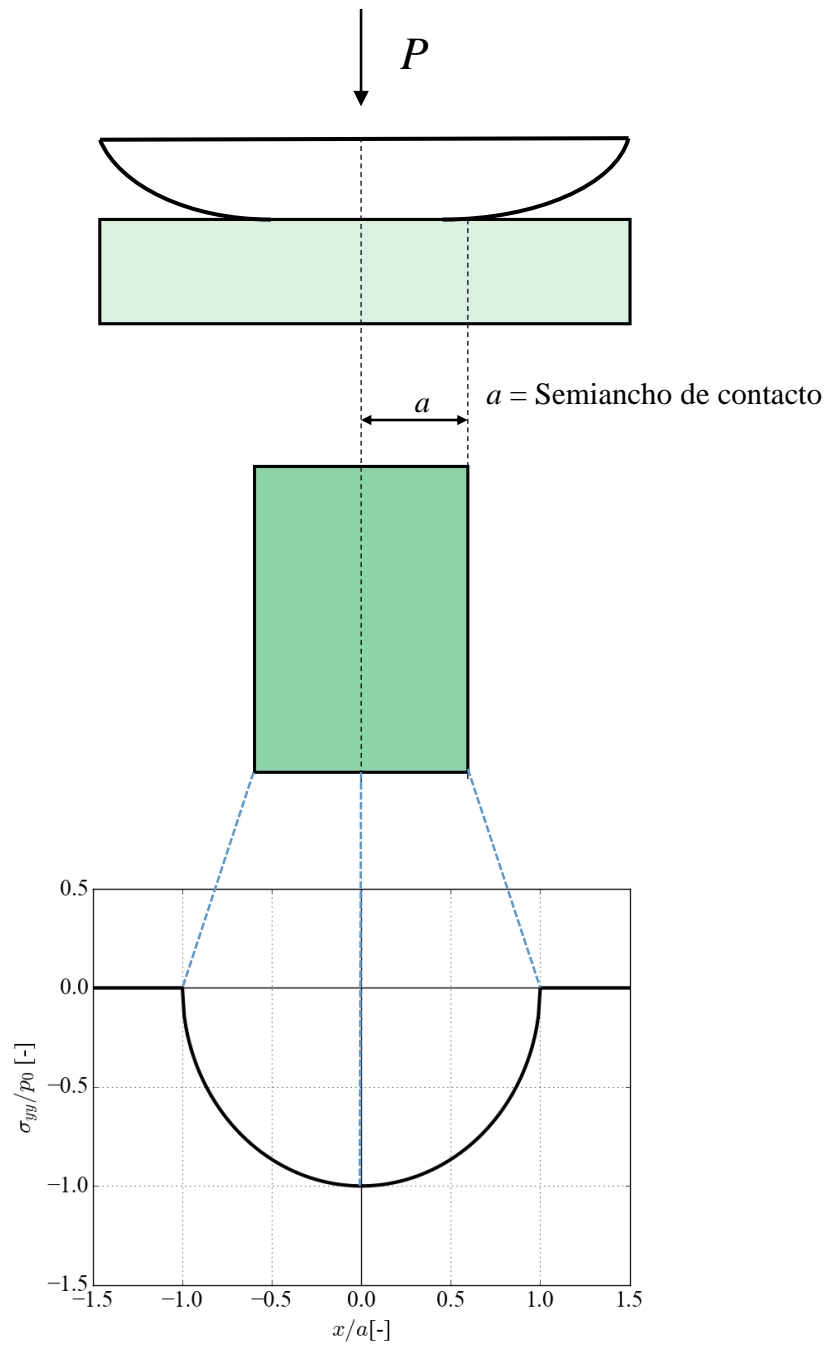


Figura 2.2: Distribución de la presión normal en la superficie de contacto.

donde R_e es el radio de curvatura equivalente y E_e el módulo de Young equivalente vienen dados por

$$\frac{1}{R_e} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}, \quad (2.2)$$

$$\frac{1}{E_e} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}, \quad (2.3)$$

donde ν es el coeficiente de Poisson y los subíndices 1 y 2 hacen referencia a cada uno de los cuerpos en contacto. La distribución de la presión a lo largo de la anchura (Figura 2.2) es gobernada por la siguiente expresión

$$\sigma_{yy}(x, 0) = -p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \quad (2.4)$$

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a} \quad (2.5)$$

donde p_0 es la presión máxima de contacto y x es la distancia desde el centro del contacto hasta el extremo del contacto a . Se puede deducir que la presión máxima p_0 se da en el centro del contacto y decrece progresivamente hasta llegar a cero cuando $x = a$.

2.1.2. Contacto elástico en presencia de una carga tangencial

Cuando una carga tangencial Q cíclica actúa en la superficie de contacto y se considera la condición de no deslizamiento, la tensión tangencial $\sigma_{xy}(x, 0)$ en la superficie viene dado por la expresión

$$\sigma_{xy}(x, 0) = \frac{Q}{\pi \sqrt{a^2 - x^2}}. \quad (2.6)$$

Se observa que la expresión muestra una singularidad en $x \rightarrow \pm a$ mientras que la presión de contacto tiende a 0. En consecuencia, para satisfacer la condición

2.1. Mecánica del Contacto

de no deslizamiento el coeficiente de fricción debe ser infinito. Es obvio que este resultado no es posible, siendo inevitable que bajo una carga tangencial se genere microdeslizamiento en los extremos del contacto. Considerando un coeficiente de fricción μ constante a lo largo de la superficie de contacto, si $Q < \mu P$, va a dar lugar un estado de *stick-slip* (Figura 2.3), donde el semiancho en adhesión, c_{adh} , se define como

$$c_{\text{adh}} = a \sqrt{1 - \frac{Q}{\mu P}}. \quad (2.7)$$

La tensión tangencial de acuerdo con la ley de fricción de Coulomb se define como

$$\begin{aligned} \sigma_{xy}(x, 0) &= \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \\ \text{para } -a < x < -c_{\text{adh}}, \quad c_{\text{adh}} < x < a, \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{xy}(x, 0) &= \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} - \mu \frac{c_{\text{adh}}}{a} p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c_{\text{adh}}}\right)^2} \\ \text{para } -c_{\text{adh}} \leq x \leq c_{\text{adh}}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

De la expresión 2.7 se deduce que cuando $Q = \mu P$ el semiancho en adhesión es $c_{\text{adh}} = 0$, con lo que toda la superficie de contacto está en condiciones de deslizamiento. A éste régimen se le conoce como *gross-slip*. En este caso, la tensión tangente se define como

$$\sigma_{xy}(x, 0) = \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}. \quad (2.10)$$

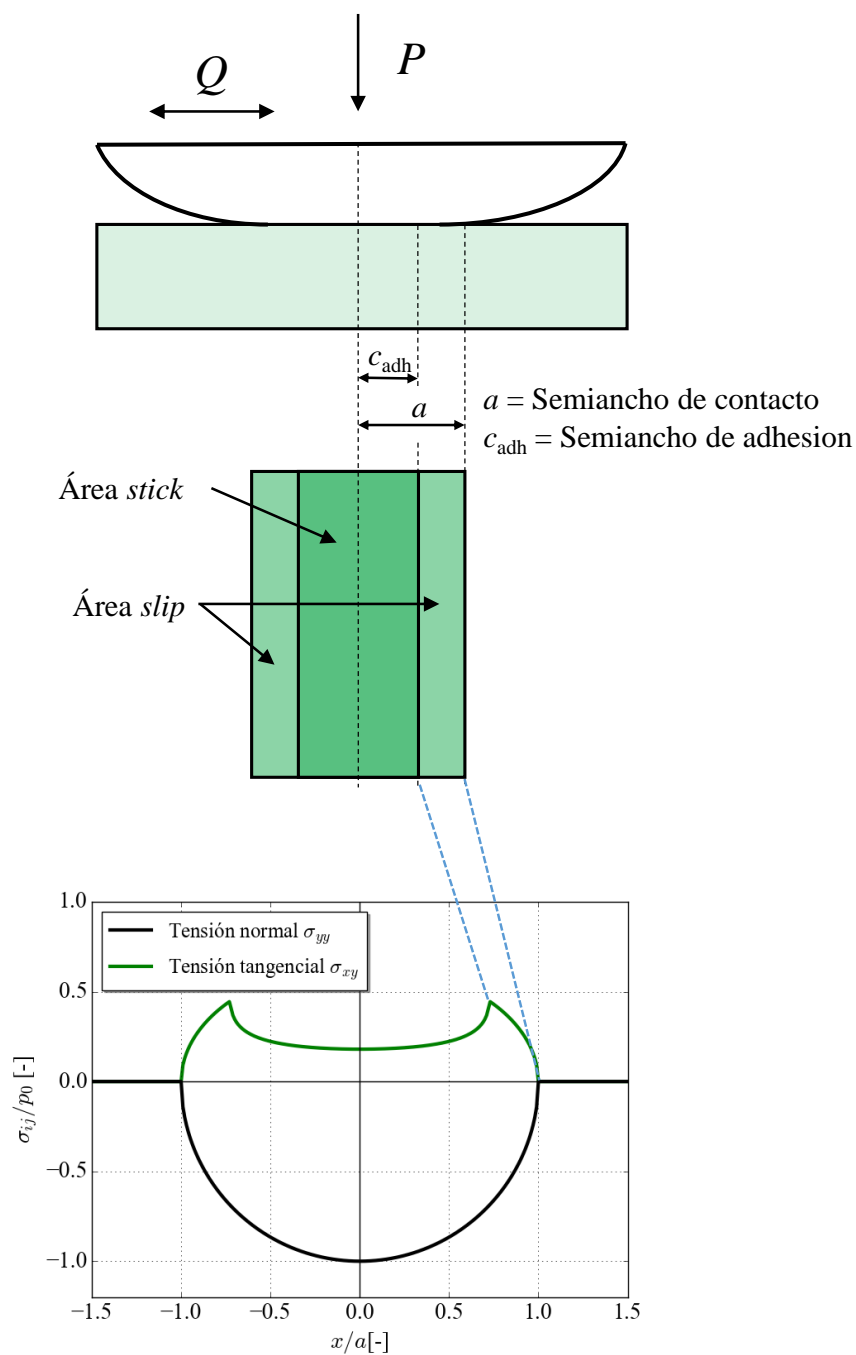


Figura 2.3: Distribución de la presión normal y tangencial en la superficie de contacto.

2.1.3. Contacto elástico en presencia de una tensión tangencial y axial

En presencia de una carga axial en un estado *stick-slip* de la superficie de contacto, la tensión axial σ aplicada produce una excentricidad e en la zona en adhesión (Figura 2.4)

$$e = \frac{\sigma a}{4\mu p_0}. \quad (2.11)$$

En consecuencia, la tensión tangencial se define como

$$\begin{aligned} \sigma_{xy}(x, 0) &= \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \\ \text{para } -a < x < -e - c_{\text{adh}}, \quad -e + c_{\text{adh}} < x < a, \end{aligned} \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{xy}(x, 0) &= \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} - \mu \frac{c_{\text{adh}}}{a} p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x + e}{c_{\text{adh}}}\right)^2} \\ \text{para } -e - c_{\text{adh}} \leq x \leq -e + c_{\text{adh}}. \end{aligned} \quad (2.13)$$

La solución analítica para la tensión tangencial es solamente válida si se cumple la condición $e + c_{\text{adh}} \leq a$,

$$\frac{\sigma}{4\mu p_0} \leq \left(1 - \sqrt{1 - \frac{Q}{\mu P}}\right). \quad (2.14)$$

En régimen de deslizamiento total o *gross-slip regime*, la tensión tangencial se define como

$$\sigma_{xy}(x, 0) = \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}. \quad (2.15)$$

Por último, la tensión axial (Vázquez *et al.*[7]) generada viene dado por la expresión

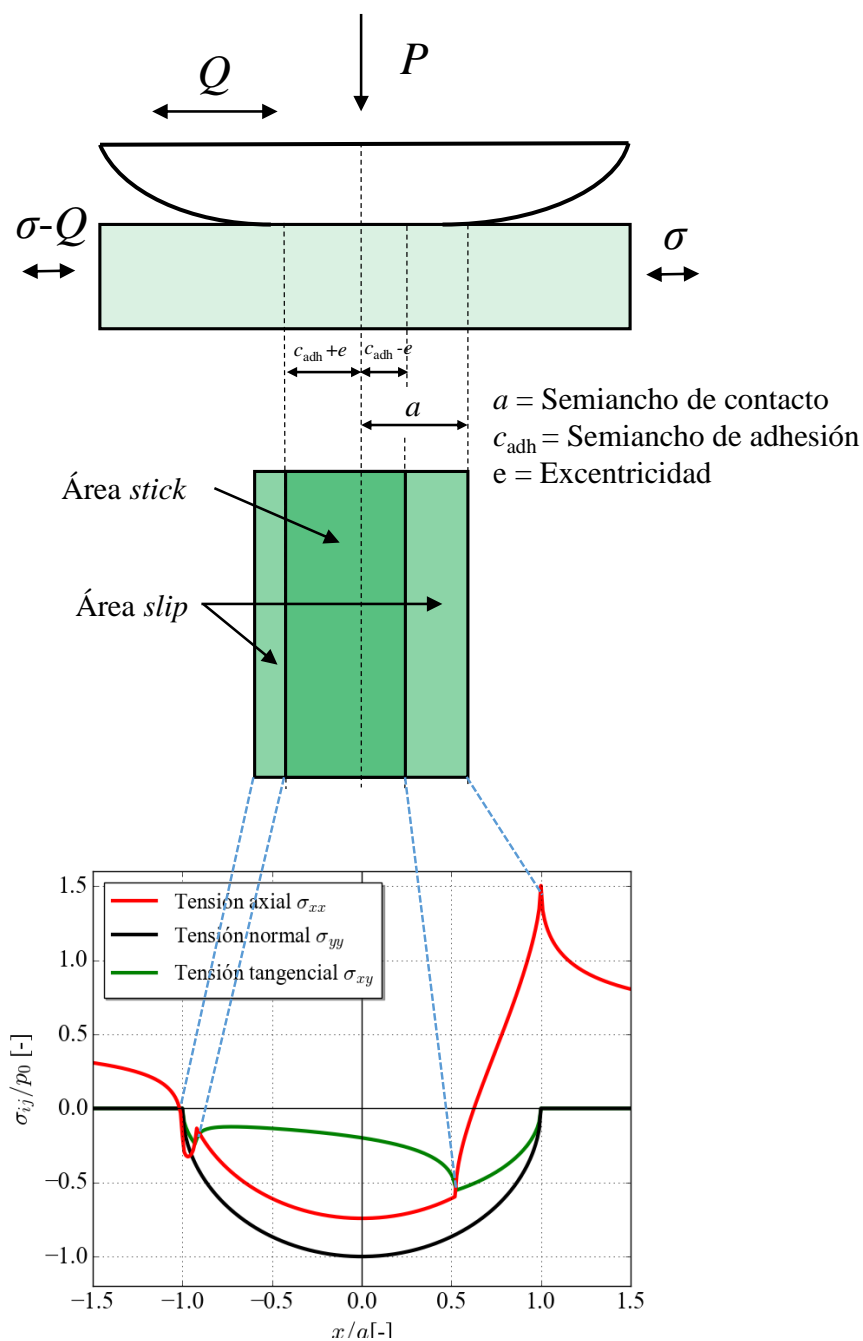


Figura 2.4: Distribución de la tensión axial, tensión normal y tensión tangencial en la superficie de contacto.

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}^{(1)}(x, 0) &= \frac{\sigma}{2} - 2i \left(\mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} - \mu p_0 \frac{c_{adh}}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x+e}{c_{adh}}\right)^2} \right) - \\ &\quad \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad \text{para } x < -a, \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}^{(2)}(x, 0) &= \frac{\sigma}{2} + 2i \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x+e}{c_{adh}}\right)^2} - \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \\ \text{para } -a \leq x < -e - c_{adh}, \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}^{(3)}(x, 0) &= \frac{\sigma}{2} - \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \\ \text{para } -e - c_{adh} \leq x \leq -e + c_{adh}, \end{aligned} \quad (2.18)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}^{(4)}(x, 0) &= \frac{\sigma}{2} - 2i \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x+e}{c_{adh}}\right)^2} - \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \\ \text{para } -e + c_{adh} < x \leq a, \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}^{(5)}(x, 0) &= \frac{\sigma}{2} + 2i \left(\mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} - \mu p_0 \frac{c_{adh}}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x+e}{c_{adh}}\right)^2} \right) - \\ &\quad \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad \text{para } x > a. \end{aligned} \quad (2.20)$$

2.2. Desgaste

Los mecanismos de deformación asociados a la fricción producen un daño en la superficie del contacto. Con el tiempo, el daño continuo produce un desprendimiento en el material causando el desgaste.

A lo largo de la historia se han planteado numerosos modelos de desgaste. Muchos de estos modelos se recogen en la tesis de Meng [8]. Entre los modelos presentados, uno de los más populares es el modelo de Archard y Hirst [9]. El mo-

delo teórico presentado por Archard y Hirst es válido cuando el comportamiento de desgaste es estable y no presenta fluctuaciones,

$$V = kPs, \quad (2.21)$$

donde V es el volumen desgastado, k es el coeficiente de desgaste, P es la fuerza de contacto y s la distancia de deslizamiento. Cabe destacar que el coeficiente de desgaste k es dependiente de la fuerza de contacto y la amplitud de deslizamiento, con lo que es necesario determinar el coeficiente para cada condición de ensayo.

Otro modelo de desgaste recientemente propuesto por Fouvry *et al.* [10] se basa en la energía disipada de la superficie de contacto.

$$V = \alpha \sum_{i=1}^N E_d(x, t), \quad (2.22)$$

donde α es el coeficiente de desgaste energético (CDE) y $\sum E_d$ es la energía de disipación acumulada definida como

$$E_d(x, t) = \int_{t=0}^t \sigma_{xy}(x, t) ds(x, t), \quad (2.23)$$

donde $\sigma_{xy}(x, t)$ es la tensión tangencial instantánea y $s(x, t)$ es el deslizamiento relativo en el instante t en la posición x . Fouvry *et al.* [10] concluyen que el modelo energético es superior al modelo de Archard debido a que el CDE es independiente de la fuerza de contacto y la amplitud de deslizamiento, siendo posible identificarlo mediante una campaña de ensayos experimentales.

En condiciones de *gross slip*, los dos modelos predicen el mismo desgaste, ya que $Q = \mu P$. Sin embargo, en condiciones de deslizamiento parcial donde $Q < \mu P$, el resultado del desgaste estimado con ambos modelos es diferente. Por tanto, el modelo de Fouvry *et al.* parece ser mejor que el modelo de Archard ya que es independiente de la fuerza de contacto y la amplitud de deslizamiento.

2.3. Fatiga

El concepto de fatiga está basado en la degradación producida por los ciclos de carga y descarga que sufre un material en el tiempo, de forma que se debilita o se rompe incluso para cargas menores a su límite elástico. La vida fatiga puede dividirse en 4 fases:

- Nucleación de la grieta.
- Estadio I del crecimiento de la grieta.
- Estadio II del crecimiento de la grieta.
- Estadio III, la fractura final.

La nucleación de la grieta o fisura es un fenómeno microestructural debido a la acumulación de deformación plástica a nivel microestructural y principal causante de la aparición de bandas de deslizamiento persistentes. Normalmente la fisura se genera en la superficie y va aumentando lentamente a través de las bandas de deslizamiento (Estadio I). Cuando la grieta es mayor que la dimensión microestructural, el crecimiento de la fisura es dominado por la carga de fatiga y las propiedades del material (Estadio II). Por último, la cuarta fase es el fallo a fatiga del material, la separación completa de un material para un ciclo de carga.

Así, la vida total de fatiga N_f se puede considerar como la suma de ciclos de nucleación de grieta N_i y la suma de los diferentes estadios de propagación de grieta N_p ,

$$N_f = N_i + N_p. \quad (2.24)$$

La estimación de ciclos de iniciación de grieta y su propagación es un campo que a día de hoy todavía sigue abierto. Los micro-mecanismos de degradación continua que suceden son de una enorme complejidad y las inclusiones de defectos son fuentes de incertidumbre que elevan aún más la dispersión estadística, complicando su estudio. Además, uno puede preguntarse *qué longitud de grieta* puede considerarse como el inicio, ya que depende del tamaño de grano, orientación de las mismas o presencia de defectos entre otros muchos parámetros. Esto conlleva

que los análisis de fatiga habitualmente se realicen mediante métodos deterministas, y la precisión de los resultados depende de la fiabilidad de las propiedades del material.

2.3.1. Fatiga de bajo y alto número de ciclos: Curva de Wöhler

El diagrama $S-N$ o curva de Wöhler mostrado en la Figura 2.5 es uno de los modelos más utilizados para predecir la vida a fatiga uniaxial. El diagrama de Wöhler es una curva de ajuste experimental que puede describirse matemáticamente como la superposición de la ecuación de Basquin (ecuación 2.25) para el régimen de fatiga de alto número de ciclos o *High Cycle Fatigue* (HCF) y la ecuación de Coffin-Manson (ecuación 2.26) para el régimen de fatiga de bajo número de ciclos o *Low Cycle Fatigue* (LCF).

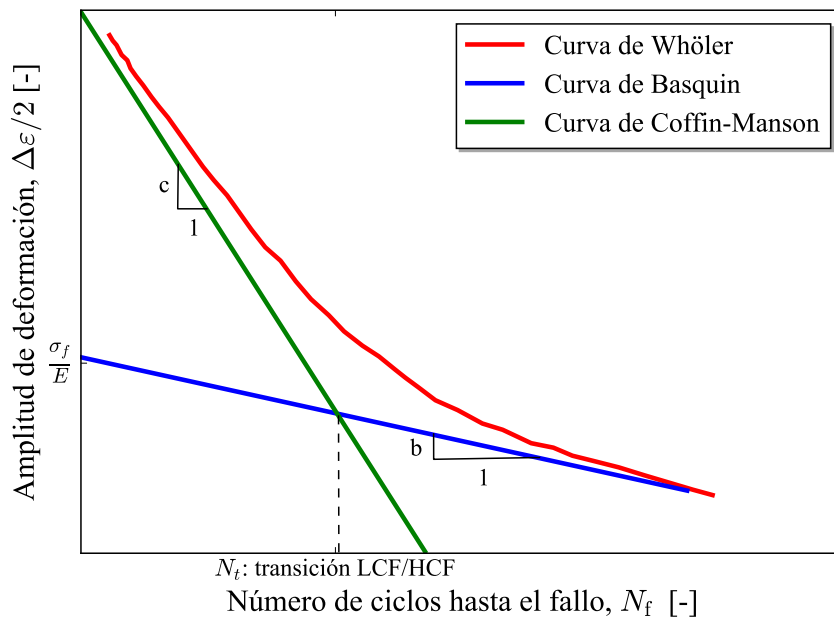


Figura 2.5: Curva de Wöhler.

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b, \quad (2.25)$$

2.3. Fatiga

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c, \quad (2.26)$$

donde $\Delta\varepsilon_e$ es el rango de deformación elástica, $\Delta\varepsilon_p$ es el rango de deformación plástica, N_f es el número de ciclos, σ'_f es el coeficiente de fatiga, b es el exponente de fatiga, ε'_f es el coeficiente de ductilidad en fatiga y c es el exponente de ductilidad en fatiga.

2.3.2. Fatiga multiaxial: Parámetros indicadores de fatiga

Sin embargo, gran parte de los componentes de la ingeniería están sujetos a cargas multiaxiales donde los esfuerzos axiales y tangentes son importantes. Un ejemplo de este tipo de solicitaciones se observa en fenómenos de *fretting*.

El estudio de este tipo de fenómenos es complejo por lo que en general, la mayoría de los modelos disponibles buscan reducir el estado multiaxial a una tensión uniaxial equivalente, para así poder comparar con una curva de ajuste experimental.

En el libro de Socie y Marquis [11] se puede encontrar un estudio amplio y detallado de los principales parámetros mutiaxiales o parámetros indicadores de fatiga - del inglés, *Fatigue Indicator Parameter* o FIP-. En esta referencia se describen tres tipos de modelos, los FIP basados en deformación, tensión y energéticos. Algunos de ellos, como el modelo de Crossland son métodos de cálculo tensorial, mientras que otros como el parámetro Smith-Watson-Topper (SWT) se describen como modelos de plano crítico, la proyección en un plano candidato de un estado tridimensional de tensiones y deformaciones. Los métodos de plano crítico han evolucionado a partir de observaciones experimentales de nucleación y crecimiento de fisuras bajo cargas multiaxiales. Dependiendo del tipo de material, estado tensional y rango de deformaciones entre otras variables, la vida a fatiga estará dominada por la nucleación y el crecimiento de grieta en planos tangentes o axiales. Un modelo de plano crítico incorpora los parámetros dominantes que gobiernan el tipo de inicio y crecimiento de grieta. Tal como indican Socie y Marquis [11], un modelo adecuado debe ser aquel que estime de forma correcta tanto la vida a fatiga como el plano dominante de fallo. Debido a los diferentes modos de fallo posibles, no existe un modelo único que relacione de

manera correcta todos los materiales y solicitaciones diferentes. A continuación, se muestran algunos de los modelos más empleados para el análisis de fenómenos de *fretting*, pudiéndose encontrar más modelos en el libro de Socie y Marquis [11].

2.3.2.1. Smith-Watson-Topper

El criterio energético SWT desarrollado por Smith *et al.* [12] se aplica en aquellos materiales donde el crecimiento de grieta sucede principalmente en modo I (Figura 2.6). El plano crítico se define como aquel en el que el producto de la tensión de tracción $\sigma_{\text{máx}}$ y el rango de deformaciones de tracción $\Delta\varepsilon$ es máximo,

$$SWT = \sigma_1^{\text{máx}} \frac{\Delta\varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c}. \quad (2.27)$$

En presencia de solicitaciones no proporcionales la ecuación se modifica como

$$SWT = \left(\sigma_{\text{máx}} \frac{\Delta\varepsilon}{2} \right)_{\text{máx}}. \quad (2.28)$$

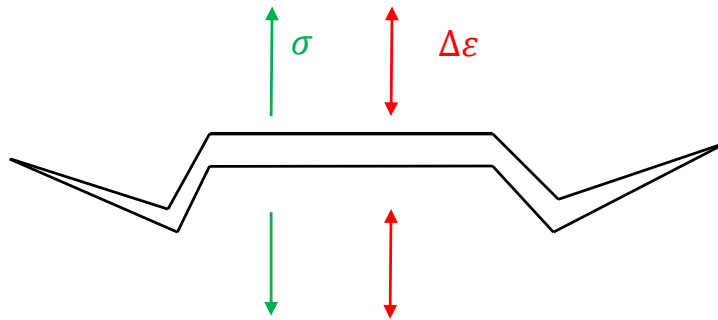


Figura 2.6: Base física del modelo SWT.

2.3.2.2. Fatemi-Socie

Durante solicitaciones de cargas tangenciales, las superficies irregulares de la fisura generan fuerzas de fricción que reducen las tensiones en la punta de la grieta, lo que dificulta su crecimiento y en consecuencia aumentan la vida a fatiga. Por otro lado, las tensiones y deformaciones de tracción separarán las superficies de

2.3. Fatiga

la fisura, reduciendo la fuerza generada por la fricción. El FIP energético Fatemi-Socie (FS) [13] puede interpretarse como la deformación tangencial cíclica para incluir el efecto de cierre de grieta modificada por la tensión normal (Figura 2.7).

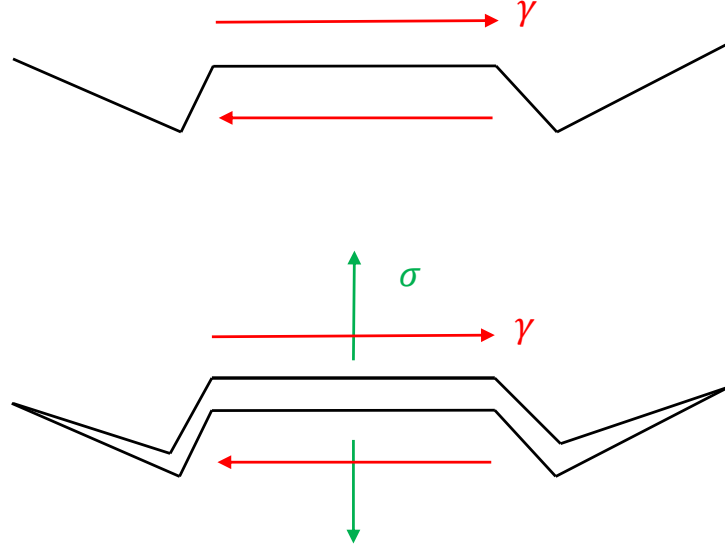


Figura 2.7: Base física del modelo FS.

$$FS = \frac{\Delta\gamma_{\text{máx}}}{2} \left(1 + k_{FS} \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau'_c}{G} (2N_f)^{b_\gamma} + \gamma'_c (2N_f)^{c_\gamma}, \quad (2.29)$$

donde $\Delta\gamma$ es el rango de deformación tangencial, k_{FS} es la constante de FS, σ_y es el límite de tensión elástica, G es el módulo de elasticidad transversal, τ'_c es el coeficiente de fatiga a torsión, γ'_c es el coeficiente de ductilidad de fatiga a torsión, b_γ es el exponente de fatiga a torsión y c_γ es el exponente de ductilidad de fatiga a torsión. El lado derecho de la ecuación 2.29 representa la curva de $\gamma - N$. En el caso de que las propiedades tangentes a fatiga no estén disponibles, la ecuación puede ser representada en términos de propiedades de fatiga uniaxial, tal que

$$\frac{\Delta\gamma_{\text{máx}}}{2} \left(1 + k_{FS} \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_y} \right) = \left[(1 + \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 + \nu_p) \varepsilon'_f (2N_f)^c \right] \left[1 + k_{FS} \frac{\sigma_{\text{máx}}}{2\sigma_y} (2N_f)^b \right], \quad (2.30)$$

donde ν_e es el coeficiente de Poisson elástico y ν_p es el coeficiente de Poisson plástico, tomado por lo general como 0,5. Por otra parte, la constante k_{FS} es difícil de estimar, sin embargo, varios autores [14] mencionan que el término σ_y/k_{FS} a menudo se aproxima al coeficiente de resistencia a fatiga σ'_f , redefiniendo la ecuación como

$$FS = \frac{\Delta\gamma_{\text{máx}}}{2} \left(1 + \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma'_f} \right). \quad (2.31)$$

Recientemente, en el congreso ICMFF11 celebrado en Sevilla, Gates y Fatemi presentaron una nueva versión del parámetro FS [15]. La razón para el desarrollo fue que en presencia de una tensión media elevada la predicción del parámetro era no conservadora [16]. Los autores determinaron que sustituyendo en la ecuación 2.29 el término σ_y por el rango de tensiones tangenciales, $\Delta\tau$ la correlación del parámetro mejoraba, basándose en la idea de que el ratio entre la tensión normal y la tangencial podría representar mejor la interacción entre los dos tipos de tensiones. Así el parámetro FS2016 se define como

$$FS_{2016} = \frac{\Delta\gamma_{\text{máx}}}{2} \left(1 + k_{FS} \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\Delta\tau} \right) = \frac{\tau'_c}{G} (2N_f)^{b\gamma} + \gamma'_c (2N_f)^{c\gamma}. \quad (2.32)$$

Una de las críticas realizadas por el Prof. Socie en el congreso, es que existe una indeterminación cuando $\Delta\tau = 0$. El rango de la deformación tangencial en ese plano también tiene que ser 0, con lo que debe generarse daño alguno. Como en el caso de la ecuación 2.30, la fórmula puede expresarse en términos de fatiga uniaxial, tal que,

$$\frac{\Delta\gamma_{\text{máx}}}{2} \left(1 + k_{FS} \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\Delta\tau} \right) = \left[(1 + \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 + \nu_p) \varepsilon'_f (2N_f)^c \right] \left[1 + \frac{k_{FS}}{2} \right]. \quad (2.33)$$

2.3.2.3. Crossland

El parámetro Crossland [11] es diferente a los FIPs como SWT o FS, ya que no es un criterio de plano crítico sino uno basado en el cálculo tensorial. El parámetro toma como base el rango del segundo invariante del tensor desviador J_2 , que corresponde a la tensión de Von Mises, añadiendo el efecto de la tensión media a través de la tensión hidrostática σ_H . En consecuencia, al no depender de una orientación específica, este criterio tiene la enorme ventaja de ser un cálculo rápido. El parámetro se define como

$$Crossland = \left(\sqrt{\Delta J_2} + \sigma_{H,\text{máx}} (3\lambda - \sqrt{3}) \right) \frac{1}{\lambda} = \sigma_f'(2N_f)^b + E\varepsilon_f'(2N_f)^c, \quad (2.34)$$

donde λ es el ratio entre el límite de fatiga a torsión y el límite de fatiga a flexión.

Otra diferencia sustancial del parámetro Crossland, en comparación con SWT y FS, es que los términos de la tensión cíclica (ΔJ_2) y media (σ_H) se suman. En el supuesto caso de que en algún punto la tensión cíclica sea nula, los FIPs no deberían acumular daño. Se observa que en los parámetros SWT (ecuación 2.27) y FS (ecuación 2.29), el valor del parámetro es 0 si los términos $\Delta\varepsilon$ y $\Delta\gamma$ son 0. En el caso del FIP Crossland, si $\Delta J_2 = 0$, el parámetro no es nulo si $\sigma_H \neq 0$.

2.3.3. Modelo de acumulación de daño: Regla de Miner

La curva S-N presentada anteriormente describe el comportamiento a fatiga para amplitudes de tensiones constantes. Sin embargo, en servicio, los componentes mecánicos pueden sufrir periodos de cargas alternas de amplitud variable, de modo que a periodos de una amplitud de carga alta puede estar seguido de periodos de amplitud baja o viceversa. Uno de los métodos más empleados para tener en cuenta estos periodos son los modelos de acumulación de daño como la regla de Miner [17]. Para ello, se define un parámetro de daño ω entre 0 y 1,

donde 0 es el material sin daño y 1 cuando el material ha llegado al fallo.

$$\omega = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}, \quad (2.35)$$

donde k es el número de rango de tensiones diferentes, n_i es el número de ciclos completados para cada rango de tensiones y N_i es el número de ciclos teóricos hasta el fallo para cada rango de tensiones.

2.4. Mecánica de la Fractura

La mecánica de la fractura estudia la integridad estructural en presencia de grietas. Dentro de este campo, la Mecánica de la Fractura Elástico Lineal (MFEL) emplea los Factores de Intensidad de Tensiones (FIT) para caracterizar el estado tensional alrededor de la fisura.

2.4.1. Campo singular alrededor del extremo de grieta

Desde un punto de vista elástico, Williams [18] mostró que las tensiones elásticas alrededor del frente de grieta pueden ser expresadas como una serie infinita respecto al radio de circunferencia r (Figura 2.8),

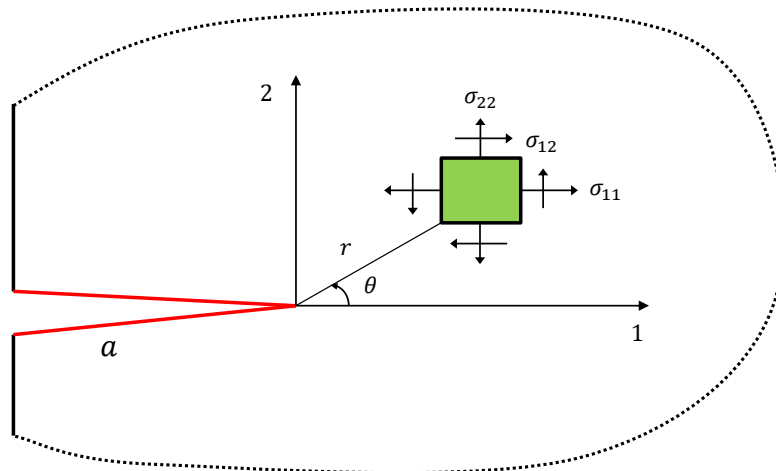


Figura 2.8: Campo singular alrededor del extremo de grieta.

2.4. Mecánica de la Fractura

El primer término físicamente válido de esta serie infinita fue identificado por Irwin [19] como campo K . El uso de los Factores de Intensidad de Tensiones (FIT) asume que los esfuerzos singulares dominan las tensiones en la zona del frente de la fisura, despreciando de esta manera los términos superiores. Así, las expresiones de tensiones y campo de desplazamientos para una fisura bidimensional son

$$\sigma_{11} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) - \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \left(2 - \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \right), \quad (2.36)$$

$$\sigma_{22} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) - \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2}, \quad (2.37)$$

$$\sigma_{12} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} - \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right), \quad (2.38)$$

$$u_1 = \frac{K_I}{2G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} (\kappa - \cos \theta) + \frac{K_{II}}{2G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin \frac{\theta}{2} (2 + \kappa + \cos \theta), \quad (2.39)$$

$$u_2 = \frac{K_I}{2G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin \frac{\theta}{2} (\kappa - \cos \theta) + \frac{K_{II}}{2G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin \frac{\theta}{2} (2 - \kappa - \cos \theta), \quad (2.40)$$

donde K_I y K_{II} es el FIT en modo I y modo II y κ es la constante de Kolosov definida como

$$\kappa = 3 - 4\nu \quad \text{en deformación plana,} \quad (2.41)$$

$$\kappa = \frac{3 - \nu}{1 + \nu} \quad \text{en tensión plana.} \quad (2.42)$$

En una grieta tridimensional se asume el caso de deformación plana derivada del caso 2D, aunque estrictamente esta condición no se cumple [20][21]. Esta hipótesis generalmente se toma como válida a lo largo del frente de la grieta excepto cerca de la superficie libre. En esta zona, existe otro tipo de singularidad asociada con la contracción de Poisson no contemplada en el desarrollo de Williams [22].

Uno de los métodos más empleados para la evaluación de los FIT es a través

del uso de la Integral de Interacción [23], en forma de Integral de Dominio [24]. Esta integral es una extensión de la conocida integral de contorno J de Rice [25] a la cual se aplica el teorema de la divergencia de Gauss.

2.4.2. Velocidad de propagación de grieta

Una vez definidos los FIT se evalúa si ese estado es suficiente para la propagación de grieta, y en caso positivo, se determina la dirección y velocidad de propagación. En las siguientes líneas se mencionan algunos de los criterios de velocidad de avance del frente.

En la Figura 2.9 se presenta la típica curva del crecimiento de grieta, en términos de amplitud de los FIT y velocidad de avance de grieta. Paris y Erdogan [26] observaron la relación lineal en el estadio II, relacionando el ratio de crecimiento de grieta con los FIT

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (2.43)$$

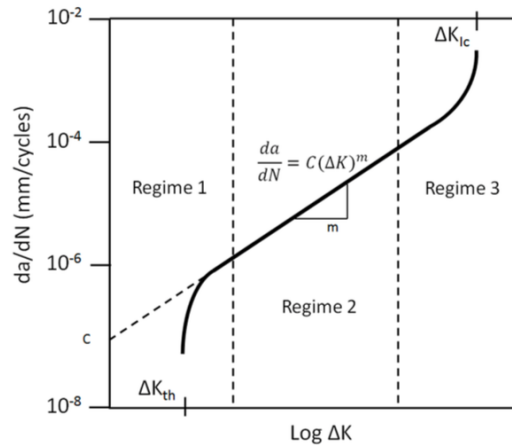


Figura 2.9: Los 3 estadios del crecimiento de la grieta [27].

donde C y m son valores fijados cuando se determinan dos puntos de la curva. A pesar de ello, la Ley de Paris cuenta con ciertas limitaciones, puesto que la curva diverge para valores de ΔK pequeños (estadio I). No obstante, otros autores como El-Haddad *et al.* [28] han modificado esta ecuación para el estadio I, dando

2.4. Mecánica de la Fractura

respuesta a problemas que se encuentran fuera del rango del estadio II

$$\Delta K = Y \Delta \sigma \sqrt{\pi (a + a_0)}, \quad (2.44)$$

donde Y es el factor geométrico de la grieta y a_0 es una longitud ficticia correspondiente a la longitud crítica de fatiga de Kitagawa y Takahashi [29] (Figura 2.10),

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\sigma_f} \right)^2. \quad (2.45)$$

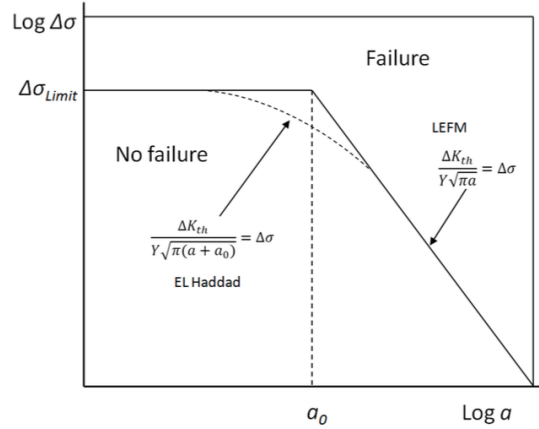


Figura 2.10: Diagrama de longitud crítica de Kitagawa y Takahashi [27].

2.4.3. Orientación de avance de grieta

Generalmente, la elección de un criterio sobre otro depende de los mecanismos de propagación de cada material y de la evolución de las tensiones a lo largo de un ciclo de fatiga. Para cargas no proporcionales, como es el caso de la fatiga por *fretting* existen diferentes criterios. Algunos de ellos evalúan el valor máximo de un término para determinar la orientación, mientras que otros escogen el rango o amplitud. Giner *et al.* [30] realizan una revisión de los diferentes criterios, mencionando la importancia del cálculo de rango. Uno de ellos es el criterio del máximo rango de la tensión normal, $(\Delta\sigma_{n,eff}(\theta))_{m\acute{a}x}$, basado en el concepto de la máxima amplitud de apertura de la fisura. Además, los autores presentan un

nuevo criterio basado en la mínima variación del rango de la tensión tangente, $(\Delta\tau)_{\text{mín}}$.

2.5. *Fretting*

El *fretting* se define [31] como el movimiento alternativo de pequeña amplitud entre dos cuerpos en contacto. Históricamente se ha considerado que el valor límite de la amplitud es de $300 \mu\text{m}$ [32] y por encima de este valor se le denomina deslizamiento alternativo. Sin embargo, este límite depende de la geometría y las dimensiones de la superficie de contacto.

Collins y Marco [33] citaron cincuenta variables diferentes que pueden afectar el comportamiento a *fretting*. Más tarde, Drobomirski [34] clasificó las variables en dos categorías diferentes; en la primera se encuentran las que tienen un efecto directo como la fuerza de contacto, el coeficiente de fricción y la amplitud de deslizamiento, mientras que en la segunda mencionó las que afectan a las variables de la primera categoría como la lubricación, la microestructura, la presión atmosférica y la temperatura. Drobomirski supuso que las variables de segunda categoría están implícitamente representadas en las variables de la primera categoría (por ejemplo, la lubricación varía el coeficiente de fricción (COF)). Sin embargo, se ha demostrado que incluso las variables de primer orden son dependientes entre sí; Hills *et al.* [35] observan que el COF y la fuerza normal afectan a la amplitud, Jin y Mall [36] y Ding *et al.* [37] observan que el COF disminuye cuando aumenta la fuerza de contacto.

A partir de ensayos experimentales, Vingsbo y Söderberg [38] concluyen que se diferencian tres regímenes según la amplitud de deslizamiento; régimen sin deslizamiento, régimen de deslizamiento parcial y régimen de deslizamiento total:

- Régimen sin deslizamiento (*stick regime*): el desplazamiento se acomoda mediante deformaciones elásticas evitando cualquier deslizamiento.
- Régimen de deslizamiento parcial (*partial-slip regime*): tal como se ha mostrado en el apartado 2.1.2, la zona central se encuentra en adhesión mientras la zona exterior permanece en deslizamiento. En este caso, el desgaste es mínimo y la rotura principalmente ocurre por el crecimiento de la grieta.

2.5. Fretting

- Régimen de deslizamiento total (*gross-slip regime*): en este caso se supera el límite de Coulomb y todo el contacto está en deslizamiento. El fallo principalmente sucede por la oxidación y el desgaste.

Fouvry *et al.* [39] presenta dos tipos de diagramas diferentes: el primero refiriéndose a las condiciones de trabajo –RCFM, del inglés *Running Condition Fretting Maps*– que depende de las sollicitaciones y el segundo sobre la respuesta del material –MRFM, del inglés *Material Condition Fretting Maps*– intrínsecas al material. En el segundo diagrama, la MRFM, se observa el mecanismo de fallo principal según el régimen de *fretting*. Los dos tipos de mapas se muestran en la Figura 2.11.

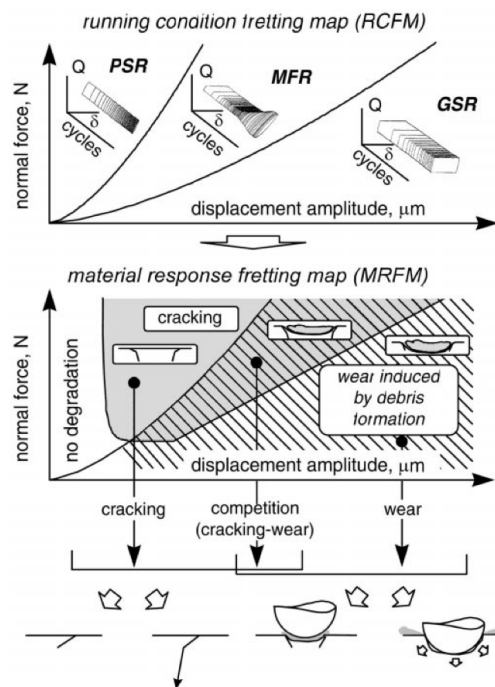


Figura 2.11: Mapas de *fretting*: *running condition fretting map* y *material response fretting map* [40].

2.5.1. Diferencias entre *fretting* y fatiga por *fretting*

La fatiga por *fretting* es un caso de *fretting*, donde además de experimentar movimientos alternativos de pequeña amplitud en el contacto está sometido

a esfuerzos axiales de fatiga, que pueden ser parcialmente la responsable de la generación de ese movimiento de pequeña amplitud. En las Figuras 2.3 y 2.4 puede observarse claramente las diferencias entre los casos de *fretting* y fatiga por *fretting*.

2.6. Modelos Numéricos

Una vez analizados los conceptos y los diferentes fenómenos que suceden en la fatiga por *fretting*, en la presente sección se muestran las técnicas numéricas desarrolladas, que son de interés para el estudio mediante simulación.

2.6.1. Modelos de desgaste

La metodología de simulación del desgaste utilizada por McColl *et al.* [41] para casos de 2D y por Cruzado *et al.* [42] para casos de 3D, se basa en la ley de desgaste de Archard aplicada a nivel local. En consecuencia, la simulación consiste en un proceso iterativo en el cual la ecuación de Archard local se resuelve por medio de las presiones de contacto y distribución de deslizamiento obtenidas por la simulación numérica. Debido a que este proceso requiere un alto coste computacional, se utiliza la técnica del acelerador de ciclos [4, 41, 42], donde se realiza la suposición de que el desgaste se mantiene constante durante un pequeño número de ciclos. Recientemente, otros autores [43, 44, 45] han implementado el modelo energético [10] dentro de este marco. Por otra parte, en las referencias [4, 41] el remallado se ha programado dentro de la rutina de usuario UMESHMOTION del software comercial Abaqus FEA, mientras que en otras referencias [44] se realiza al final de cada ciclo mediante un postproceso. La principal diferencia entre el método de Cruzado [4] y el de Tang *et al.* [44] es que el remallado incremental de Cruzado dentro de la rutina de usuario UMESHMOTION permite usar saltos de ciclo mayores que el postproceso de Tang *et al.*[44]. De todas formas, los dos métodos llegan a la misma solución si se elige adecuadamente el valor del salto de ciclo. Por último, se debe mencionar que estos modelos no simulan el proceso de desgaste de manera explícita, sino el efecto que tiene el desgaste en la superficie de contacto considerando que las partículas desgastadas son expulsadas del área

de contacto.

2.6.2. Modelos de fatiga

Debido al estado multiaxial de la superficie y la subsuperficie, el uso de la técnica del plano crítico se ha convertido en un método muy popular a la hora de predecir la iniciación de grietas en *fretting*. Navarro *et al.* [46] analizan varios FIPs como SWT y FS para configuraciones de cilindro sobre plano y esfera sobre plano. Además, presentan una metodología de longitud de inicio de grieta variable. En ella, calculan la curva de inicio de grieta y propagación por separado para diferentes longitudes de grieta. Posteriormente, suman las dos curvas para conseguir una curva en función de la longitud de inicio de grieta. El valor mínimo de esa curva se toma como la longitud de iniciación. Concluyen que la estimación de inicio de grieta de los diferentes FIPs es diferente. Además, mencionan que la elección de la longitud de inicio de grieta es más importante que la elección de un parámetro u otro y que la proporción de inicio de grieta vs. propagación varía para cada ensayo. En las siguientes referencias se pueden encontrar trabajos adicionales donde se emplean varios de los parámetros multiaxiales mencionados previamente [27, 47, 48, 49, 50].

Tal como se ha mencionado anteriormente, el estudio multiaxial trata de relacionar el estado de tensiones y deformaciones con datos experimentales. Generalmente, los datos experimentales de iniciación de grieta corresponden a longitudes de grieta macroscópicas (alrededor de 1 mm de grieta), debido principalmente a la dificultad de obtener datos experimentales consistentes de iniciación de fisuras microscópicas. Autores como Madge *et al.* [51] presentan una metodología para modificar las constantes empleadas, con el objetivo de estimar los ciclos necesarios para la generación de una grieta de 10-20 μm . Seguidamente se describen los pasos necesarios para dicha modificación:

1. Determinar los ciclos hasta rotura en *plain fatigue* (N_f) en el rango de tensiones de interés empleando la ecuación de Basquin con las constantes de una grieta de 1mm.
2. Estimar los ciclos de propagación de grieta (N_p) *plain fatigue* mediante

simulación numérica, para una muestra con una grieta inicial de $20 \mu\text{m}$ hasta 1 mm.

3. Calcular los ciclos de inicio de grieta mediante $N_i = N_f - N_p$, y mediante un proceso iterativo determinar las nuevas constantes de Basquin.

Cabe destacar que Madge *et al.* [51] no modifican las constantes de Coffin-Manson ya que el modelo numérico es elástico. Además, este modelo combina el desgaste con el modelo de inicio y propagación de grieta, pero de manera desacoplada. Primeramente, se calcula la geometría desgastada, y posteriormente, se estima la vida de iniciación de grieta, empleando el FIP SWT en combinación con el modelo de acumulación de daño lineal de Miner. Para el cálculo de propagación de grieta, realizan un submodelo de la muestra desgastada donde se aplica el esfuerzo axial junto a las tensiones superficiales de ese ciclo, y se computa el FIT. Se debe mencionar que en ningún momento se analiza la interacción entre contacto y grieta. Esta metodología, facilita la predicción de los siguientes fenómenos, que de manera aislada, no sería posible capturar:

- La no propagación de la grieta debido a las tensiones en la superficie de contacto.
- La dependencia de la amplitud de deslizamiento en la estimación de vida.
- El efecto del desgaste en la velocidad de propagación de la grieta.
- La importancia de la nucleación y la propagación de grieta.

2.6.3. Modelo de acumulación de daño

Debido al desgaste generado por el fenómeno de *fretting* el estado tensional en la zona de contacto varía durante la simulación, siendo la estimación del estudio multiaxial diferente para cada ciclo. Además, debido a la simulación de desgaste, los nodos se mueven de posición por lo que se encuentran en una ubicación distinta en cada ciclo de fatiga. Este movimiento de la malla se muestra en la Figura 2.12. Se observa que debido al desgaste, tanto la malla como el centroide del elemento finito, marcado con un punto rojo, se encuentran en posiciones distintas.

2.6. Modelos Numéricos

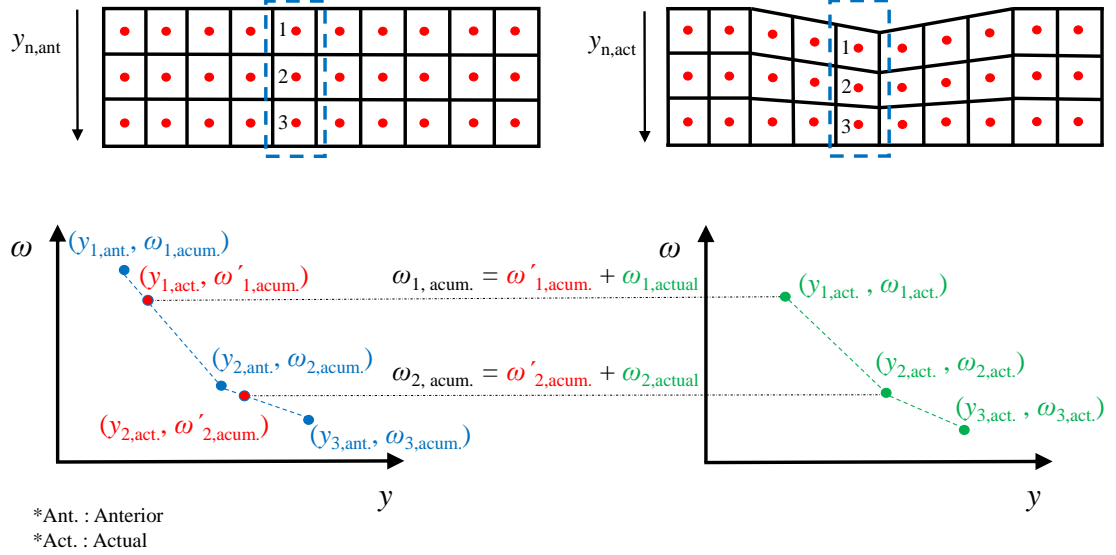


Figura 2.12: Modelo de acumulación de daño Miner desarrollado por Cruzado *et al.* [50].

Para poder cuantificar el daño generado con la regla de Miner, Cruzado *et al.* [50] presentaron una metodología de acumulación de daño basado en la interpolación del daño previamente generado a la nueva ubicación. En la Figura 2.12 se muestra la metodología desarrollada. En la parte superior de la imagen se muestra de forma esquematizada el mallado numérico en dos instantes diferentes, denominados como ciclo anterior y ciclo actual. Se observa que debido al desgaste la malla se ha desplazado en el eje y , con lo que el centroide del elemento, donde se obtienen los resultados numéricos (marcados con un punto rojo), se ha desplazado. Para sumar el daño previo con el daño actual, emplearon la interpolación lineal entre las diferentes capas, tal que

$$\omega'_{i,acum.} = \frac{\omega_{i+1,acum.} - \omega_{i,acum.}}{y_{i+1,ant.} - y_{i,ant.}} (y_{i,act.} - y_{i,ant.}) + \omega_{i,acum.}, \quad (2.46)$$

donde $\omega'_{i,acum.}$ es el daño acumulado previamente en el elemento i en la posición actual $y_{i,act.}$, $\omega_{i,acum.}$ es el daño acumulado previamente en el elemento i en la posición anterior y $\omega_{i+1,acum.}$ es el daño acumulado previamente en el elemento $i + 1$ ubicado debajo del elemento i . Por consiguiente, el daño acumulado en el

ciclo actual se define como

$$\omega_{i,\text{acum.}} = \omega'_{i,\text{acum.}} + \omega_{i,\text{act.}} \quad (2.47)$$

2.6.4. Modelado de grieta: Fundamentos del Método eX-tendido de los Elementos Finitos

Tal como se ha mencionado en la sección 2.4.3, los FIT constituyen los parámetros caracterizadores de la intensidad de los campos de tensiones alrededor del frente de fisura. Para poder calcular su magnitud a través de la integral de interacción, primeramente es necesario determinar el campo de tensiones y deformaciones alrededor del frente de grieta. Para ello, existen métodos analíticos como numéricos. Desde un punto de vista elástico, el estudio de la grieta mediante el Método de los Elementos Finitos (MEF) presenta varios inconvenientes. Por un lado, las funciones de forma empleadas en el MEF son generalmente polinomios de bajo orden, con lo que si se quiere reproducir el comportamiento singular, es necesario un mallado refinado alrededor del frente. Además, para analizar la propagación de grieta, la fisura supone un cambio en la geometría no conocida a priori, con lo que es inevitable un remallado cada vez que se quiere analizar el avance. Como solución a este problema, Belytschko y Black [52] introdujeron un método especialmente adaptado para los problemas de MFEL, el cual fue modificado posteriormente por Möes *et al.* [53]. Este método se conoce como el Método de los Elementos Finitos eXtendido o X-FEM. El objetivo de este método es simplificar algunos problemas asociados al mallado alrededor de la fisura, manteniendo al mismo tiempo la robustez del MEF. Por tanto, el X-FEM permite realizar una representación de la grieta que es independiente de la malla. Para ello, se emplea el método partición de la unidad –PUM, del inglés *Partition of Unity Method* – en unión con el MEF.

2.6.4.1. Partición de la Unidad

En el MEF, el dominio está dividido en subdominios denominados como elementos,

$$\Omega = \sum_{e=1}^{N_e} \Omega_e. \quad (2.48)$$

A su vez, cada elemento se discretiza mediante funciones simples conocidas como funciones de forma y coeficientes, conocidos como grados de libertad,

$$\mathbf{u}(\mathbf{x})|_{\Omega_e} = \sum_{i \in N_n} \sum_{\alpha} d_i^{\alpha} \varphi_i^{\alpha}(\mathbf{x}). \quad (2.49)$$

Para elementos de primer orden en 2 dimensiones, d_i^{α} indica el desplazamiento en el nodo i en la dirección α (x o y) y φ_i^{α} es la función de forma.

Melenk y Babûska [54] muestran que los grados de libertad definidos en un nodo, tienen el mismo valor para todos los elementos conectados a este nodo, con lo que es posible combinar una aproximación en cada punto del dominio tal que,

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = \sum_{i \in N_n(\mathbf{x})} \sum_{\alpha} d_i^{\alpha} \varphi_i^{\alpha}(\mathbf{x}), \quad (2.50)$$

donde $N_n(\mathbf{x})$ son los nodos de los elementos conectados a un punto \mathbf{x} . De esta manera, la aproximación del elemento finito (ecuación 2.49) puede ser interpretada como un caso particular de los métodos libres de elementos donde:

- La nube de puntos es el conjunto de nodos de la malla.
- El dominio de influencia de cada nodo es el conjunto de elementos conectados a este nodo.

En consecuencia, es posible enriquecer un elemento finito con la misma técnica (PUM) empleada en los métodos libre de elementos, como *Element Free Galerkin Method*, en la aproximación del campo de desplazamientos.

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = \sum_{i \in N_n(\mathbf{x})} \sum_{\alpha} d_i^{\alpha} \varphi_i^{\alpha}(\mathbf{x}) + \sum_{i \in N_n(\mathbf{x}) \cap N_F} \sum_{\alpha} b_i^{\alpha} \varphi_i^{\alpha}(\mathbf{x}) F(\mathbf{x}). \quad (2.51)$$

2.6.4.2. PUM para modelar discontinuidades

Para representar la fisura mediante PUM, se deben considerar las siguientes características:

- Discontinuidad en el medio continuo debido a la grieta.
- Comportamiento singular de tensiones alrededor del frente de fisura.

La función para introducir la discontinuidad se conoce como Heaviside, definida como $H(x) = \pm 1$ (en función del lado de la grieta cambia de signo). Para el comportamiento singular de la MFEL, se utilizan 4 funciones de enriquecimiento que incorporan el campo de desplazamiento del frente de grieta,

$$\{F^l(\mathbf{x})\} \equiv \sqrt{r} \left\{ \sin\left(\frac{\theta}{2}\right), \cos\left(\frac{\theta}{2}\right), \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin(\theta), \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin(\theta) \right\}. \quad (2.52)$$

Así, la aproximación del campo de desplazamientos en el X-FEM se define como,

$$\mathbf{u}^{\text{xfem}}(\mathbf{x}) = \sum_{i \in I} \mathbf{d}_i N_i(\mathbf{x}) + \sum_{i \in L} \mathbf{b}_i N_i(\mathbf{x}) H(\mathbf{x}) + \sum_{i \in K} N_i(\mathbf{x}) \left(\sum_{l=1}^4 \mathbf{c}_i^l F^l(\mathbf{x}) \right), \quad (2.53)$$

donde I son los nodos de la malla, d_i es el grado de libertad en el nodo i y N_i es la función de forma asociada al nodo i .

Giner *et al.* [55] presentan el código y la implementación 2D realizada del X-FEM en el software Abaqus. La introducción de los elementos enriquecidos la realizan mediante la subrutina de usuario UEL. En este caso, la formulación X-FEM utilizada es la versión desplazada (*shifted version*) [56], para que el desplazamiento físico de los nodos enriquecidos corresponda al desplazamiento real. La descripción de la grieta la realizan mediante la comprobación del signo del producto escalar entre los vectores normal y tangencial del frente de grieta [53]. Además, junto al código X-FEM incluyen el post-proceso necesario para la extracción de los FIT en modo mixto.

2.6.5. Representación geométrica de frentes en movimiento mediante el método de funciones de nivel

La representación geométrica de la grieta a través de un material continuo que se divide, es una parte esencial para mantener un seguimiento adecuado de la propagación y determinar los elementos a enriquecer. El método de funciones de nivel – LSM, del inglés *Level Sets Method* – desarrollado por Osher y Sethian [57] en 1988 es un método que resulta muy útil y encaja perfectamente en el X-FEM. El LSM se basa en la representación implícita de una ecuación, de forma que puede representarse la geometría de la fisura definiendo la distancia a los puntos discretos del dominio (en este caso la distancia a los nodos). De la misma manera que el eje de abscisas divide en valores positivos y negativos el eje de ordenadas, este método permite conocer mediante el signo de la distancia si un nodo está a un lado u otro de la grieta.

Así, mediante simples operaciones booleanas, es trivial conocer si la grieta pasa a través de un elemento (ver Figura 2.14). De manera general, la ecuación *level set* (Figura 2.13) se define como,

$$\phi(\mathbf{x}, t) \begin{cases} > 0 & \forall \mathbf{x} \in \Omega^+, \\ = 0 & \forall \mathbf{x} \in \partial\Omega = \Gamma, \\ < 0 & \forall \mathbf{x} \in \Omega^-. \end{cases} \quad (2.54)$$

Se asume que la evolución de la función *level set* sigue la ecuación de Hamilton-Jacobi, [57]

$$\frac{\partial\phi}{\partial t} = v |\nabla\phi|, \quad (2.55)$$

donde v es la velocidad del frente y $\nabla\phi$ es el gradiente del *level set*. Así, el valor de la función *level set* se actualiza en base a la velocidad del frente en cada punto del dominio, usando la técnica de diferencias finitas para aproximar la solución de la ecuación diferencial parcial.

Es importante mencionar que el LSM se define en una dimensión mayor que el modelo, ya que tiene en cuenta su evolución en el tiempo. Este hecho implica que el coste computacional asociado a este método sea alto, con lo que se han

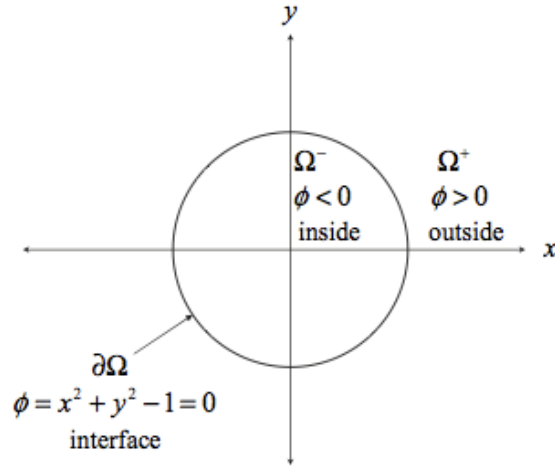


Figura 2.13: Descripción de la ecuación *level set* [58].

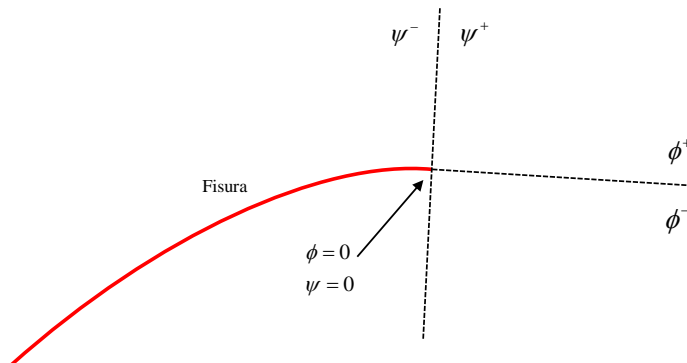


Figura 2.14: Definición de las funciones *level sets* ϕ y ψ para una grieta.

desarrollado variantes como la banda estrecha –NBLSM, del inglés *Narrow Band Level Set Method* – o el método de avance rápido – FMM, del inglés *Fast Marching Method* para acelerar el cálculo.

Stolarska *et al.* [59] implementaron este método por primera vez en el entorno X-FEM. Dufflot [60] describió las principales diferencias de la implementación del LSM en el X-FEM en comparación con la metodología original:

- La definición mencionada es insuficiente para el caso de una grieta, ya que ésta es una sección abierta que no separa el dominio en dos.

2.7. Bancos de ensayos experimentales

- La grieta solamente se propaga desde el frente de grieta, con lo que el nivel cero de la parte fisurada no debe ser actualizado.

En consecuencia, es necesario definir dos funciones *level set* (figura 2.14); en primer lugar, la denominada *Phi* (ϕ), para separar las dos superficies de grieta, extendiendo además una recta tangente al frente de grieta, mientras que la segunda, conocida como *Psi* (ψ), separa el dominio fisurado del dominio no fisurado.

Finalmente, con esta información es posible determinar el tipo de enriquecimiento empleado en el X-FEM. Las condiciones que debe cumplir un elemento enriquecido son

$$\text{Heaviside} \quad \begin{cases} \min_{i \in I^{el}} (\text{signo}(\phi_i)) \max_{i \in I^{el}} (\text{signo}(\phi_i)) \leq 0, \\ \max_{i \in I^{el}} (\text{signo}(\psi_i)) < 0, \end{cases} \quad (2.56)$$

$$\text{Punta de Grieta} \quad \begin{cases} \min_{i \in I^{el}} (\text{signo}(\phi_i)) \max_{i \in I^{el}} (\text{signo}(\phi_i)) \leq 0, \\ \min_{i \in I^{el}} (\text{signo}(\psi_i)) \max_{i \in I^{el}} (\text{signo}(\psi_i)) < 0. \end{cases} \quad (2.57)$$

2.7. Bancos de ensayos experimentales

El objetivo principal de los ensayos experimentales de *fretting* es estudiar los fenómenos de desgaste, iniciación y/o propagación de grieta en un entorno controlado, para así observar la influencia de las variables tales como la fuerza de contacto, fuerza de rozamiento, tratamientos superficiales o lubricantes. En la literatura pueden encontrarse diferentes dispositivos dependiendo de las variables a estudiar:

- Tribómetros orientados a analizar parámetros tribológicos como la respuesta al desgaste o lubricación.
- Máquinas servohidráulicas adaptadas para analizar la vida en ensayos de *fretting* fatiga.

2.7.1. Banco de ensayos de *fretting*

Un tribómetro es un banco destinado a medir parámetros tribológicos como el coeficiente de fricción, fuerza de rozamiento y/o el desgaste entre superficies en contacto. Estos ensayos se realizan ejerciendo una fuerza de contacto P en uno de los cuerpos (conocida con precisión) e induciendo un desplazamiento δ_{app} en otro cuerpo (Figura 2.15). Como consecuencia de este movimiento se genera una fuerza de rozamiento, la cual puede medirse mediante sensores. A partir de estos datos es posible obtener la evolución entre otros parámetros del coeficiente de fricción y/o volumen desgastado.

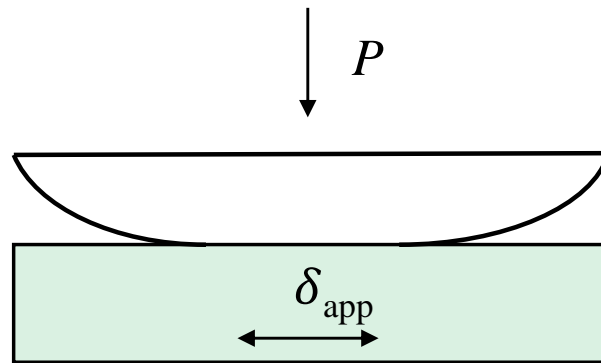


Figura 2.15: Esquema de un ensayo en tribómetro.

La fuerza de contacto puede aplicarse mediante peso muerto [61, 62] como con actuadores lineales [63]. El desplazamiento puede ejercerse mediante actuadores servo-hidráulicos [39], electromagnéticos [64], piezo-eléctricos [65] o electro-mecánicos [61, 62, 66, 67]. Las características principales de cada uno de los actuadores empleados para el desplazamiento son:

- Los accionamientos servo-hidráulicos son empleados generalmente en ensayos de alta carga, ya que proporcionan un sistema muy rígido con un control preciso del desplazamiento y posición, en una amplia gama de frecuencias.
- El accionamiento piezo-eléctrico es idóneo para ser utilizado en aplicaciones de bajas cargas y amplitudes, ya que la inercia del propio actuador puede

2.7. Bancos de ensayos experimentales

considerarse nula. La vida a fatiga del propio actuador es función de la amplitud de desplazamiento.

- El accionamiento electro-magnético ofrece un gran rango de desplazamientos, sin embargo, son actuadores con control por fuerza.
- Los actuadores electro-mecánicos transforman el movimiento rotativo de un motor eléctrico en movimiento lineal. Son robustos, fáciles de construir y montar. Además, en comparación con otro tipo de actuadores, los dispositivos electromecánicos son los más económicos.

2.7.2. Banco de ensayos de fatiga por *fretting*

Generalmente, los ensayos de fatiga por *fretting* se realizan en máquinas servo-hidráulicas adaptadas mediante útiles.

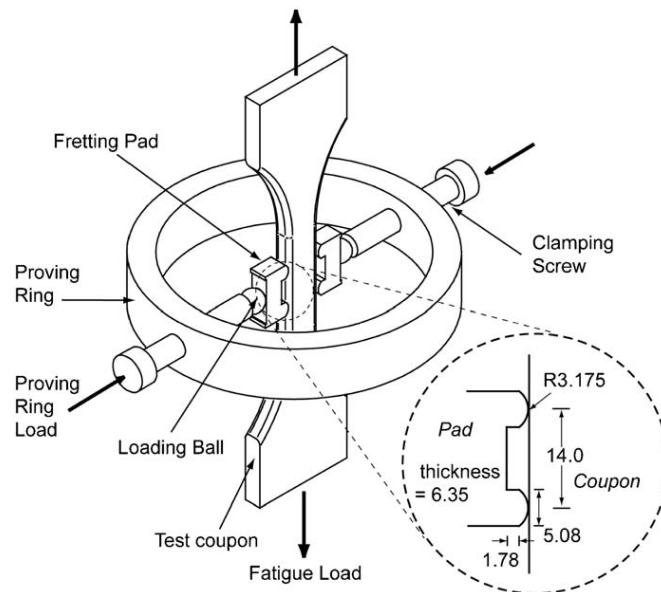


Figura 2.16: Ilustración del útil de ensayos tipo puente [68].

Para ejercer el contacto, los primeros bancos utilizaban indentadores en disposición de tipo puente (Figura 2.16). En este tipo de útil no es posible controlar el deslizamiento relativo entre los cuerpos, ya que es función del alargamiento axial de la muestra fatigada y la fuerza de contacto. La fuerza normal necesaria para

asegurar el contacto se aplica mediante los tornillos externos del anillo, también conocido como *proving ring*.

Hills y Nowell [69] describen el banco de Bramhall y O'Connor [70], donde desarrollaron un útil para controlar la fuerza de rozamiento generada. Unas versiones más actuales del útil de Bramhall, se pueden encontrar en las referencias de Wittkowsky *et al.* [71], Hojjati-Talemi [72] y Vazquez *et al.* [73]. En la Figura 2.17 se observa el banco de ensayos de la Universidad de Sevilla [73]. Este dispositivo emplea dos pletinas ajustables en longitud en la base del dispositivo. Controlado la flexión de las pletinas, y en consecuencia la rigidez del útil, se consigue la carga tangencial deseada. Ya que este tipo de diseño emplea solamente un actuador servo-hidráulico, la fuerza de rozamiento generada siempre está en función, y en fase, con la carga axial aplicada. Por tanto, una de las limitaciones del útil es la dificultad de generar altas cargas tangentes para fuerzas axiales bajas. En la mayoría de los diseños, la fuerza de contacto se aplica mediante un mecanismo combinado de tornillo-muelle.

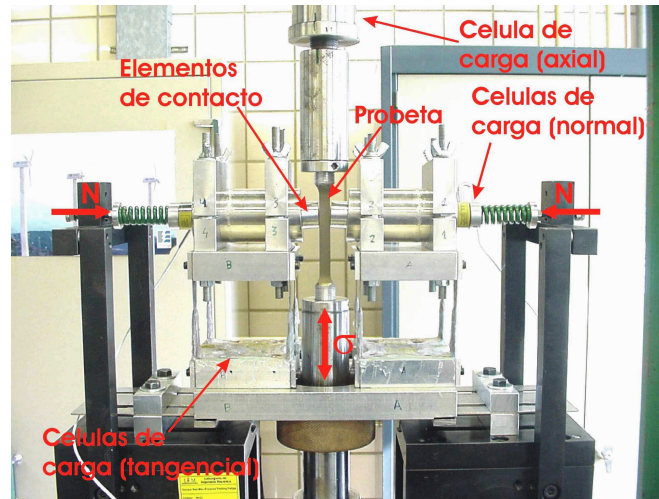


Figura 2.17: Fotografía del útil de ensayos montado antes de la realización de un ensayo de fatiga por *fretting* [73].

Como solución de la limitación del útil de Bramhall, existen diseños como el utilizado por Magaziner *et al.* [36] donde emplean dos actuadores independientes para la carga axial y la carga tangencial. Además, el banco es capaz de realizar ensayos combinados de desgaste y fatiga por fretting, ya que es posible controlar

2.7. Bancos de ensayos experimentales

de manera independiente la carga tangencial.

Por último, existen bancos de ensayo sobre componentes reales o representativos de ingeniería, como las conexiones de cola de milano [74], acoplamientos flexibles [75] o hilos metálicos de acero trefilado [76].

En la Figura 2.18 se muestra el útil empleado por Wang *et al.* [76] en un banco de ensayos servo-hidráulico. Aunque los ensayos de fretting se realizan aplicando una carga axial como en los bancos descritos en esta sección, el concepto es más similar a un tribómetro, debido a que la finalidad de los ensayos es controlar el desplazamiento generado en las superficies en contacto en vez de la fuerza tangencial. El hilo metálico es sometido a cargas cíclicas axiales de tracción (11) con una deformación predeterminada ξ_{axial} (la amplitud de deslizamiento entre hilos se determina escalando la deformación que sufre el hilo fatigado). Para ejercer el contacto, se utiliza un conjunto de pesos (7) que actúa como peso muerto, y está conectado al alojamiento móvil del hilo (10). Se debe mencionar que aunque el contacto se realice a ambos lados, como en el banco de Bramhall, no hay simetría. Por lo tanto, existe la incertidumbre de si el comportamiento elástico a ambos lados sea el mismo y en consecuencia, el desarrollo de la fuerza de rozamiento sea diferente.

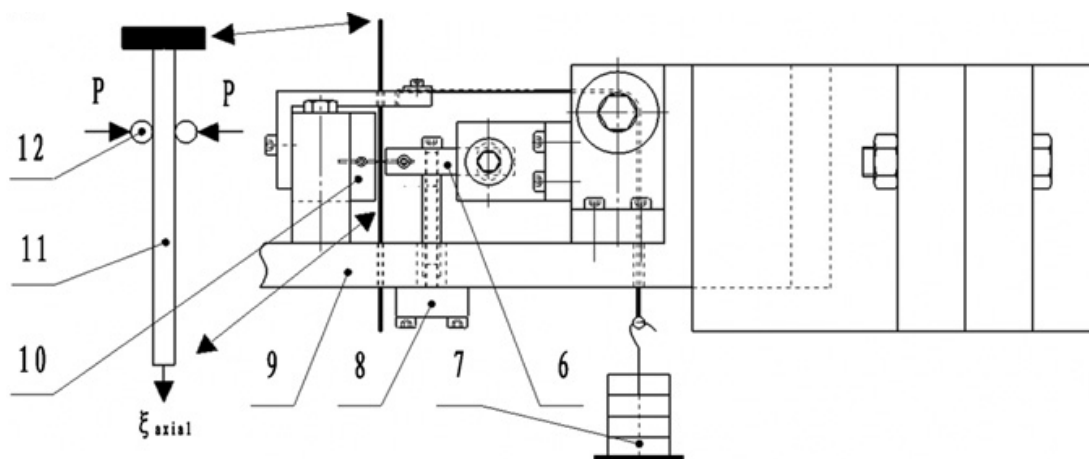


Figura 2.18: Esquema del módulo de contacto del banco de ensayos de Wang *et al.*[76].

2.8. Estudio crítico de la revisión bibliográfica

Del estudio del estado del arte se concluye que los fenómenos de *fretting* son una causa importante de degradación y fallo de componentes mecánicos. Sin embargo, son fenómenos muy complejos de caracterizar ya que las variables que pueden afectar en el comportamiento son numerosas [34], y además, están relacionadas entre sí.

Una opción para analizar la influencia de estas variables es el análisis experimental. Uno de los puntos fuertes de los ensayos es que los fenómenos de desgaste y fractura están acoplados. Sin embargo, las variables existentes son numerosas y es difícil distinguir cómo afectan de manera individual cada una de ellas, con lo que muchas veces los resultados obtenidos reflejan el efecto combinado que tienen un conjunto de variables.

Tal como se ha visto en la revisión bibliográfica, otra posible alternativa es el análisis mediante métodos numéricos. Esta técnica sí permite realizar un análisis detallado de manera individual de las variables simuladas. Sin embargo, no es posible estudiar muchas variables de manera simultánea, porque el modelo se complicaría y aumentaría el coste computacional, de modo que es necesario realizar simplificaciones. En consecuencia, estos modelos deben ser contrastados con ensayos experimentales para validar que los resultados obtenidos numéricamente representan de manera correcta los fenómenos simulados.

Siguiendo esta línea, en la bibliografía se observa que no hay trabajos en los que se analice mediante simulación numérica de manera conjunta/acoplada los fenómenos de desgaste junto a los de iniciación y crecimiento de grieta. Por un lado, la mayoría de trabajos estiman la vida en condiciones de deslizamiento parcial [77, 78, 79], donde el desgaste es despreciable. Por otro lado, el estudio acoplado de desgaste y fractura presenta una dificultad importante desde un punto de vista numérico: debido a la simulación de desgaste, es necesario realizar un constante remallado a la vez que se propaga la grieta. Estudios como Madge *et al.* [51] o Houghton *et al.* [80] tratan de manera separada/desacoplada dichos problemas.

A partir del análisis realizado de la literatura, para analizar estos fenómenos acoplados se ve interesante el trabajo de Giner *et al.* [77], donde se analiza de ma-

nera conjunta el efecto del contacto (sin desgaste) con la propagación de grieta. Éste puede ser un punto de referencia para el desarrollo de modelos 2D acoplados. Además, los autores también presentan el código X-FEM [55], así como la subrutina de la integral de dominio para la extracción de los FIT, que también son de interés para el desarrollo de dichos modelos acoplados. Así, añadiendo en este modelo una ley de desgaste se considera que sería posible realizar un modelo acoplado donde:

- El inicio de grieta se determinaría mediante un parámetro multiaxial en combinación con el modelo de acumulación de daño de Miner (para tener en cuenta el efecto del desgaste).
- Se tendría en cuenta el efecto del desgaste en la propagación de grieta mediante el modelo combinado.

Con el modelo planteado, se considera que sería posible estudiar fenómenos como:

- La influencia del desgaste en la velocidad de propagación de grieta.
- La influencia de la amplitud de deslizamiento en los FIT.

El desarrollo de un modelo 2D acoplado, podría servir como punto de partida para realizar un modelo acoplado 3D. Sin embargo, existen varios problemas que deben ser resueltos antes de acometer dicha implementación. Por un lado, la malla debe ser suficientemente refinada como para tener en cuenta la propagación de grieta, con lo que se pierde una de las ventajas del X-FEM. Esto, en combinación con el coste que supone simular el desgaste y la necesaria actualización de los *level sets* para todos los segmentos cada vez que avanza la grieta, supondría un elevado coste computacional. Con el tiempo y los medios actualmente disponibles se ve inviable realizar el estudio del problema de manera eficiente.

Una alternativa más simple y abordable sería el desarrollo de un modelo acoplado de desgaste y fatiga multiaxial como el que se describe en los trabajos de Ding *et al.* [47] y Madge *et al.* [81]. Tal como se ha visto en el apartado de fatiga multiaxial, las constantes empleadas en estos parámetros son definidas a partir

de ensayos de fatiga uniaxiales. Estableciendo de manera correcta el criterio de fallo y, con ello, la determinación de las constantes de fatiga, además del uso del parámetro multiaxial adecuado, se ve viable el desarrollo de modelos acoplados que describan el efecto combinado de los fenómenos de desgaste y fatiga. Como ejemplo de aplicación y aportación de esta tesis, este modelo podría servir para analizar fenómenos como:

- La influencia del ángulo de cruce en la vida a fatiga por *fretting* de los hilos metálicos.
- La influencia del diámetro del hilo en la vida a fatiga por *fretting* de los hilos metálicos.

Sin embargo, para estimar la vida a fatiga de forma correcta es esencial una buena caracterización experimental para obtener los siguientes parámetros de entrada:

- Los términos de Basquin y Coffin-Manson.
- Coeficientes de desgaste en *fretting*.
- Coeficiente de fricción en *fretting*.

Además, es imprescindible la realización de ensayos de fatiga por *fretting* para la correlación experimental. Por tanto, se concluye que es necesario la realización de tres tipos de ensayos diferentes: fatiga uniaxial para obtener los términos de Basquin, desgaste por *fretting* para obtener los coeficientes de desgaste y fricción y finalmente los ensayos combinados de desgaste y fatiga por *fretting* para la correlación experimental de la simulación.

La realización de estos ensayos sobre hilo metálico de reducido diámetro (0,2–0,45 mm) es una tarea que plantea varios retos, principalmente debido a:

- Posicionamiento y alineamiento de los hilos.
- Necesidad de aplicar y capturar fuerzas muy bajas que generan elevadas tensiones en la superficie de contacto.

2.8. Estudio crítico de la revisión bibliográfica

- Necesidad de controlar desplazamientos de muy pequeña amplitud.

De los bancos experimentales analizados en el apartado 2.7, el más adecuado para realizar los ensayos de fatiga por *fretting* es el de Wang *et al.* [82] (Figura 2.18). Sin embargo, el banco carece de simetría para realizar el contacto, por lo que la evolución de la tensión tangencial puede ser diferente. Para resolver este problema, se puede tomar como referencia el banco de la Universidad de Sevilla [73] (Figura 2.17), donde en este banco sí que existe la simetría deseada a ambos lados de contacto. Este banco también podría servir para realizar ensayos de fatiga uniaxial. Sin embargo, para caracterizar el desgaste entre hilos el mejor banco es un tribómetro. Por lo tanto, se concluye que no existe un único banco que pueda dar respuesta a todos los ensayos necesarios.

Capítulo 3

Simulación numérica 2D de desgaste y fatiga por *fretting*

3.1. Introducción

En este capítulo se presenta una metodología numérica global de iniciación y propagación de grieta para fenómenos de *fretting* y fatiga por *fretting* en presencia de desgaste. El capítulo comienza con una descripción de las características principales del modelo desarrollado, así como la descripción de la arquitectura numérica desarrollada para acoplar de forma natural los diferentes fenómenos en un único modelo numérico. El resultado numérico final depende en gran medida de las condiciones de contorno impuestas, por ello, el capítulo prosigue con la verificación necesarias de los modelos numéricos empleados, comparándolos con soluciones analíticas conocidas. Posteriormente, se analizan dos casos distintos y se realiza su correlación experimental. Por un lado, se analiza la trayectoria de la grieta para un contacto no conforme en *fretting* en condiciones de deslizamiento parcial. Por otro lado, se analiza la evolución de la superficie de contacto y la estimación de vida para fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*. Finalmente, el capítulo cierra con las principales conclusiones.

3.2. Características del Modelo 2D Acoplado

De forma general, el estudio de los fenómenos de *fretting* se divide en dos etapas, la iniciación y la propagación. Por una parte, debido al estado multiaxial no proporcional de tensiones en el contacto, es decir, la rotación de las tensiones principales a lo largo del ciclo, el uso de los parámetros multiaxiales junto a la técnica del plano crítico se ha convertido en el método más empleado en el análisis de la vida en fatiga por *fretting* [46, 75]. Por otro lado, diversos trabajos estudian la fase de propagación en términos de la MFEL. En este aspecto, se encuentran trabajos que analizan de forma desacoplada la fase de iniciación y propagación de grieta, utilizando métodos analíticos para estudiar la fase de propagación [73], o trabajos como los de Giner *et al.* [77] donde analizan de forma acoplada las dos etapas mediante el X-FEM. Sin embargo, estos trabajos se centran principalmente en fenómenos de deslizamiento parcial, donde la eliminación de material no es importante y en consecuencia no se emplean técnicas de simulación de desgaste.

En presencia de desgaste destaca el trabajo presentado por Madge *et al.* [51]. Los autores analizan el efecto de desgaste en la fase de iniciación de grieta combinando con el estudio multiaxial, todo ello en un marco de acumulación de daño para tener en cuenta el efecto de desgaste. La fase de propagación se analiza de forma desacoplada mediante la técnica de submodelo. Un detalle importante de la metodología de Madge *et al.* [51], es que el estudio multiaxial es un post-proceso que se realiza después de finalizar la simulación de desgaste. Dado que no se conoce a priori el número de ciclos hasta la iniciación de grieta, deben de simular más ciclos de desgaste de los necesarios, aumentando considerablemente el número de ciclos simulados.

En esta sección se presentan las características del modelo acoplado desarrollado en este trabajo y la programación orientada a objetos empleada para desarrollar el modelo. Uno de los objetivos de este modelo es minimizar la intervención del usuario, siendo el resultado final la consecuencia de la evolución e interacción de los diferentes fenómenos. A partir del análisis del estado del arte se definen las características a incluir en el modelo global:

- Modelo de desgaste.

- Indicadores de fatiga multiaxial para determinar la iniciación de grieta.
- Modelo de acumulación de daño para tener en cuenta el cambio del estado tensional debido al desgaste.
- Representación de la grieta mediante *level sets*.
- X-FEM para la resolución del problema singular.
- Elementos adicionales para simular el contacto entre las paredes de grieta.
- Extracción de los FIT mediante las integrales de dominio.
- Modelo de velocidad de propagación de grieta.
- Modelo de dirección de propagación de grieta.

Dado el alto número de variables, la programación orientada a objetos [83] se presenta como una opción interesante. Este tipo de programación emplea objetos para el desarrollo de problemas. Un ejemplo de un objeto puede ser el conjunto de elementos enriquecidos o el conjunto de elementos y nodos que definen una geometría. El grupo de estos objetos describen una clase. De esta manera, se ha escrito una clase que describe toda la información geométrica del par tribológico. Esta clase contiene toda la información de la geometría de la probeta y el indentador, los nodos para describir las condiciones de contorno o la información de los nodos que describen la geometría de la grieta. Las clases pueden contener a su vez funciones, y se les denomina métodos. Un método escrito dentro de la clase del par tribológico es el LSM.

Otra clase define el estudio multiaxial. En este caso, los objetos son el tensor de tensiones, el tensor de deformaciones etc. Un objeto puede estar compuesto por una serie de sub-objetos. Por ejemplo, el parámetro SWT es el producto de la componente axial máxima del tensor de tensiones y el rango de la componente axial del tensor de deformaciones a lo largo de un ciclo. Un método escrito dentro esta clase es el método del plano crítico. De esta manera se han definido clases como el desgaste o la velocidad de propagación y orientación de grieta, cada uno con sus objetos y métodos.

3.3. Descripción del Algoritmo Desarrollado

La orientación a objetos no es un lenguaje específico, sino una manera de plantearse la programación. Así, el problema acoplado de contacto, desgaste, fatiga y fractura, orientado a objetos se puede interpretar como:

- Un conjunto de objetos que contiene la información geométrica completa del par tribológico.
- Un conjunto de objetos encargado de estimar el desgaste.
- Un conjunto de objetos encargado de estimar el daño de los elementos y estimar la iniciación de grieta.
- Un conjunto de objetos encargado de estimar la velocidad y orientación de grieta.

3.3. Descripción del Algoritmo Desarrollado

El estudio completo se ha dividido en una serie de simulaciones sucesivas, de manera que en cada una de ellas se analiza un ciclo de carga y descarga para determinar el estado de la siguiente simulación. Así, mediante la técnica del acelerador de ciclos [4], se realiza la suposición de que el estado se mantiene constante durante un pequeño número de ciclos. Debe mencionarse que cada simulación sigue el típico algoritmo de cálculo numérico:

1. Preproceso.
2. Solución de las ecuaciones algebraico-diferenciales.
3. Post-Proceso.

En la Figura 3.1 se observa el diagrama de flujo del modelo desarrollado. El código se ha escrito alrededor del programa de EF comercial Abaqus FEA, el cual se encarga de la solución del problema numérico. El código completo se divide en dos grandes bloques donde se analiza mediante el FEM el problema sin grieta y mediante el X-FEM el problema con grieta. Primeramente, se lee un archivo *.inp

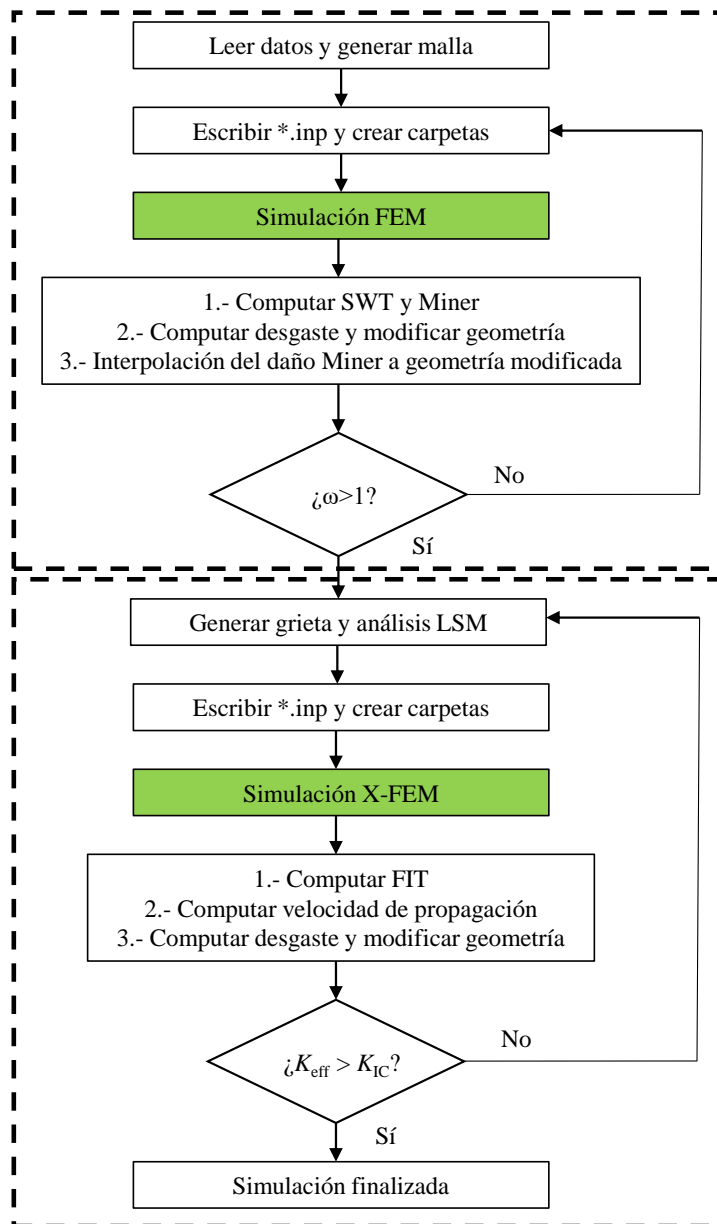


Figura 3.1: Diagrama de flujo del modelo acoplado de contacto, desgaste, fatiga y fractura.

de Abaqus previamente generado. Este fichero contiene la información necesaria para definir el mallado y generar los conjuntos de nodos y elementos para el cálculo numérico. A continuación, se define el objeto del par tribológico y se realiza la simulación correspondiente al primer bloque. Una vez terminado el cálculo, se realiza un análisis para determinar **i)** el desgaste incremental y **ii)** el

3.3. Descripción del Algoritmo Desarrollado

daño producido en un rango de ciclos. Este algoritmo se repite hasta que el daño acumulado sea superior a 1. Cuando la condición de daño se cumple, se genera el primer segmento de grieta donde la localización y el ángulo corresponden a la solución numérica.

Para la representación geométrica de la grieta se hace uso del LSM. Por un lado, la Figura 3.2(a) muestra la función *level set* ϕ , donde el iso-zero o el *level set* 0 de ϕ define el contorno de la grieta. Por otro lado, la Figura 3.2(b) muestra la función *level set* ψ , definida como la función perpendicular de la extensión virtual del frente de grieta. Por lo tanto, la intersección entre el iso-zero de ψ y el iso-zero de ϕ define la ubicación del frente de grieta. Además, la línea discontinua de la figura representa la banda estrecha de las funciones *level set*. Esta variante denominada *narrow band* [84] disminuye sustancialmente el coste computacional, ya que el número de nodos donde se definen los *level sets* es residual en comparación con el número de nodos del modelo numérico.

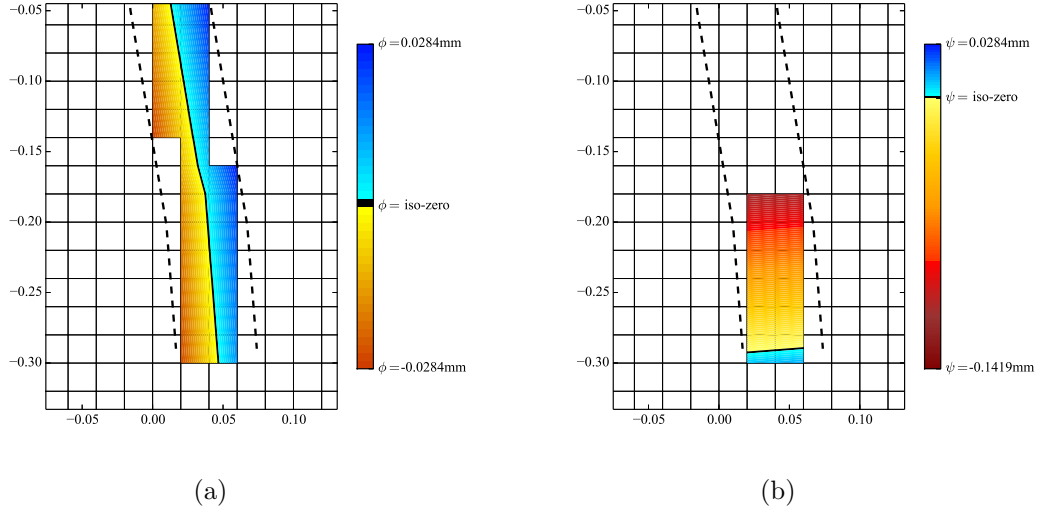


Figura 3.2: Defición de la grieta mediante *level sets*: (a) *Narrow band level set* ϕ ; (b) *Narrow band level set* ψ .

Una vez determinados los *level sets*, mediante simples operaciones booleanas (ecuación 2.56) se determinan los enriquecimientos de los elementos extendidos, tal como muestra la Figura 3.3, y se realiza la simulación X-FEM. Posteriormente, se extraen los FIT y se calculan la velocidad de propagación, se define la

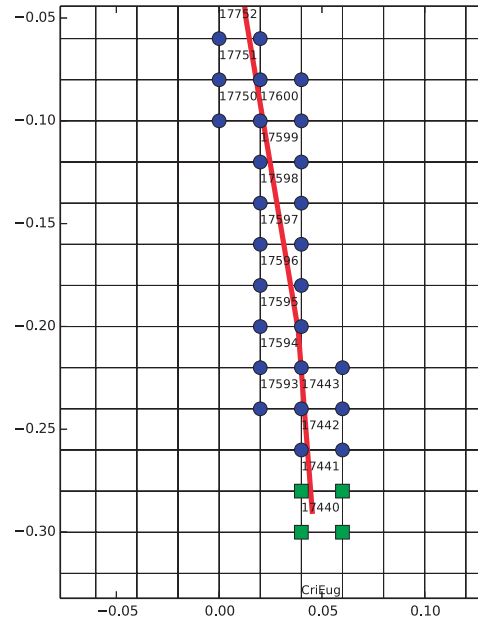


Figura 3.3: Elementos enriquecidos a partir de los *level sets*. El círculo azul corresponde al nodo enriquecido con la función Heaviside, $H(x) = \pm 1$, mientras que el cuadrado verde corresponde a la función de de frente de grieta (ecuación 2.52).

orientación de propagación de la grieta y se realiza al cálculo de desgaste. Este algoritmo se repite hasta que el FIT supera el valor crítico. Finalmente se suman los ciclos de iniciación y propagación de grieta y se finaliza el cálculo. Se debe mencionar que, debido al movimiento de la malla para simular el efecto del desgaste, el algoritmo del LSM presentado por Stolarska *et al.* [59] es insuficiente, ya que la información de los *level sets* que definen la grieta debe ser actualizada. Por lo tanto, para cada simulación se ha realizado un completo re-análisis de todos los segmentos de grieta, para determinar la nueva posición de los nodos respecto a la fisura, y modificar las propiedades de los elementos enriquecidos. La implementación de la variante *narrow band* del LSM ha permitido realizar este re-análisis de una manera eficiente y rápida.

3.4. Verificación mediante FEM del contacto de *fretting*

En esta sección se describe el modelo de contacto desarrollado para las simulaciones en Abaqus FEA, además de la comparación con el modelo analítico analizado en el estado del arte (2.1.3). De esta forma se verifica que las ecuaciones diferenciales que gobiernan el problema numérico corresponden a las ecuaciones que describen el fenómeno.

El modelo mostrado en la Figura 3.4 se ha desarrollado en el código comercial Abaqus FEA 6.13. El modelo consta de elementos cuadriláteros lineales de 4 nodos (CPE4, deformación plana), con un mayor refinamiento (3 órdenes de diferencia entre el elemento más grande y el más pequeño que es de $10 \times 10 \mu\text{m}$) de la zona de contacto mediante la técnica de particiones. Para la resolución del problema de contacto tangencial, se ha utilizado el modelo de Coulomb y el método de los multiplicadores de Lagrange, con el fin de obtener una resolución precisa de la distribución de deslizamiento.

En cuanto a las condiciones de contorno, se ha utilizado la restricción multipunto (MPC) en la parte superior del indentador, de forma que se aplica la fuerza de contacto P en toda la superficie, además de restringir a ambos lados el movimiento en el eje x . La carga tangencial Q se aplica en la muestra plana, además de restringir el movimiento en el eje y en la parte inferior.

En la Figura 3.5(a) se observan los pasos de carga realizados para la verificación. Las ecuaciones analíticas para la correlación son los presentados en la sección 2.1.3. Los resultados de las Figuras 3.5(b), 3.5(c) y 3.5(d) corresponde al final del *step* 3 (Figura 3.5(a)), presentándose de forma adimensionalizada: el eje x se divide entre el semiancho de contacto, mientras que en el eje y el resultado se divide por el valor máximo de Hertz.

Los resultados, en general, muestran una muy buena correlación con la solución analítica. Debe mencionarse que el resultado de la simulación diverge un 14,2% en el extremo de contacto para la componente del tensor de tensiones σ_{xx} , y un 8,57% en la zona de la transición stick-slip para la componente σ_{xy} . El origen del error es el tamaño de los elementos, que no son lo suficientemente

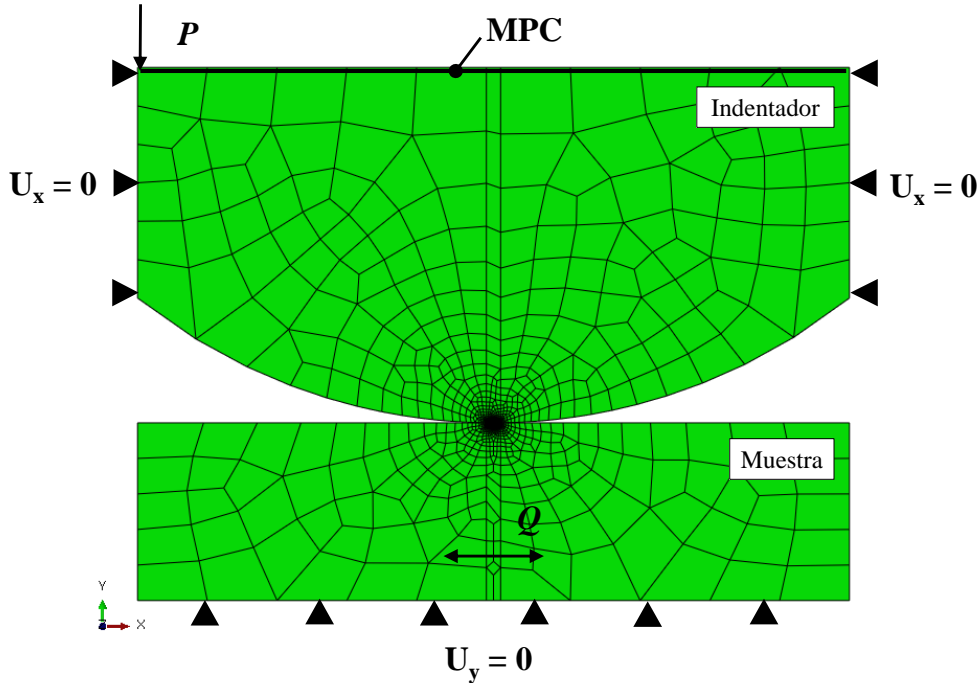


Figura 3.4: Modelo numérico *fretting* en deslizamiento parcial.

pequeños como para capturar con excelente precisión el gradiente de tensiones. Recientemente, Pereira *et al.* [85] han realizado un análisis de convergencia de la malla, donde han determinado que el tamaño del elemento debe ser menor que $2 \mu\text{m}$ para que el error sea menor de un 10%. Sin embargo, capturar con gran precisión el gradiente de tensiones para estimar la vida a fatiga puede llevar a errores, ya que la evaluación en ese punto da una estimación de vida conservadora, no representando el estado de tensiones global alrededor del mismo [86]. Por lo tanto, es más interesante hacer un promediado de tensiones, emplear una malla más grande que implícitamente funciona como un promediado, o utilizar, como lo propusieron Nowell y Dini [87], conceptos de fatiga de entallas como la teoría de la distancia crítica [88].

3.5. Extracción de los FIT

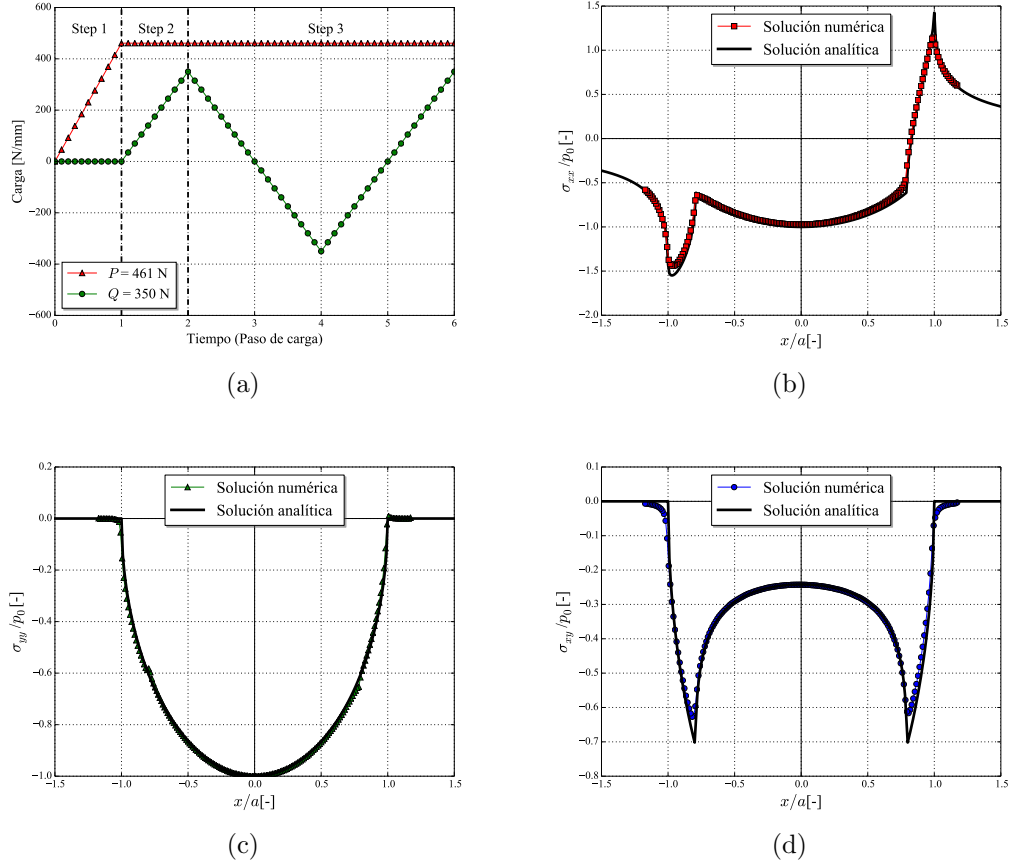


Figura 3.5: Correlación numérico-analítica: (a) evolución de las cargas aplicadas; (b) σ_{xx} en $Q = 200$ Mpa; (c) σ_{yy} en $Q = 200$ Mpa; (d) σ_{xy} en $Q = 200$ Mpa.

3.5. Extracción de los FIT

Con el fin de utilizar el modelo X-FEM presentado por Giner *et al.* [77], para modelar la interacción entre el contacto y grieta, se ha comparado la extracción de los FIT con el método de Función de Peso -del inglés *Weight Function*, WF- [89] para diferentes ejemplos sencillos de la literatura. Este método es relativamente simple y es capaz de proporcionar una buena estimación de los FIT. Los casos analizados son:

- Grieta centrada en una placa de anchura finita (Figura 3.6(a), ecuación 3.1).
- *Single Edge Notch Tension* o SENT (Figura 3.6(b), ecuación 3.2).

- *Double Edge Notch Tension* o DENT (Figura 3.6(c), ecuación 3.3).

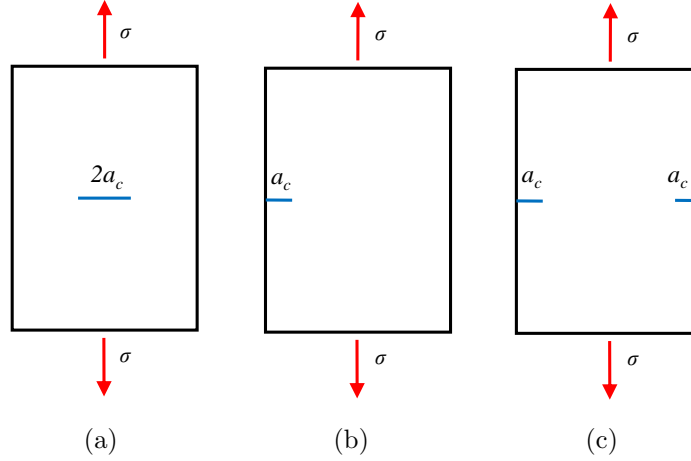


Figura 3.6: Los casos analizado para realizar la verificación en la extracción de los FIT: (a) grieta centrada; (b) SENT; (c) DENT.

$$K_I^{WF} = \sigma \sqrt{\pi a_c} \sqrt{\sec\left(\frac{\pi a_c}{2w}\right) \cdot \left(1 - 0,025\left(\frac{a_c}{w}\right)^2 + 0,060\left(\frac{a_c}{w}\right)^4\right)}, \quad (3.1)$$

$$K_{I,SENT}^{WF} = \sigma \sqrt{\pi a_c} \cdot \left(\frac{\sqrt{\frac{2w}{\pi a_c} \cdot \tan\left(\frac{\pi a_c}{2w}\right)}}{\cos\left(\frac{\pi a_c}{2w}\right)}\right) \cdot \left(0,752 + 2,020 \cdot \left(\frac{a_c}{w}\right) + 0,370\left(1 - \sin\left(\frac{\pi a_c}{2w}\right)\right)^3\right), \quad (3.2)$$

$$K_{I,DENT}^{WF} = \sigma \sqrt{\pi a_c} \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{a_c}{w}\right)}} \left(1,120 - 0,561 \cdot \left(\frac{a_c}{w}\right) - 0,205 \cdot \left(\frac{a_c}{w}\right)^2\right) + \sigma \sqrt{\pi a_c} \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{a_c}{w}\right)}} \left(0,470 \cdot \left(\frac{a_c}{w}\right)^3 - 0,190 \cdot \left(\frac{a_c}{w}\right)^4\right), \quad (3.3)$$

3.6. Análisis numérico de la trayectoria de la grieta en *fretting*

donde w es la anchura de la probeta y a_c es la longitud de fisura.

Las características del modelo analizado se resumen en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Datos empleado en las simulaciones de cálculo de los FIT.

a_c	w	σ	E	ν
mm	mm	MPa	GPa	-
1	4	100	210	0,33

En la Tabla 3.2 se presentan los resultados de la comparación entre el modelo X-FEM y el método WF. La correlación de los una diferencia despreciable, con lo que queda verificado que la solución numérica mediante el X-FEM es adecuada para extraer con garantías los FIT.

Tabla 3.2: Resultados de las simulaciones de los FIT.

	$K_{I,WF}$	$K_{I,X-FEM}$	diff
	MPa \sqrt{m}	MPa \sqrt{m}	-
Grieta centrada	184,158	184,099	0,032 %
SENT	165,312	165,289	0,013 %
DENT	199,659	198,917	0,371 %

3.6. Análisis numérico de la trayectoria de la grieta en *fretting*

En esta sección se presenta un análisis numérico de la trayectoria de la grieta en *fretting*, para una configuración 2D de un cilindro sobre un plano, bajo una carga tangencial en condiciones de deslizamiento parcial. La simulación numérica se ha realizado mediante el uso del X-FEM [55], para facilitar los problemas de mallado asociados a la singularidad de la MFEL, y que además permite el contacto entre las caras de grieta. Los resultados numéricos obtenidos han sido comparados con los ensayos experimentales realizados por Pannemaecker *et al.* [90], para ello se han evaluado 3 criterios de orientación de avance de grieta . Además, con el criterio de orientación que mejor se ajusta a los resultados experimentales se ha

realizado un análisis de la influencia de la magnitud de la carga tangencial Q y del ángulo de iniciación de la grieta.

3.6.1. Ensayos experimentales de *fretting* tomados de la bibliografía

Los ensayos tomados como referencia para el análisis de la trayectoria fueron realizados por Pannemaecker *et al.* [90]. En esta sección se realiza un análisis de estos ensayos experimentales. Dichos ensayos de *fretting* se realizaron en deslizamiento parcial, entre un indentador cilíndrico y una muestra plana para identificar el umbral del FIT, ΔK_{th} . El desplazamiento alternativo δ_{app} lo aplicaron mediante un actuador servo-hidráulico, de acuerdo a la lectura de la fuerza tangencial Q para cumplir la condición de deslizamiento parcial. La Figura 3.7 muestra el tribómetro usado en los ensayos de Pannemaecker *et al.* [90].

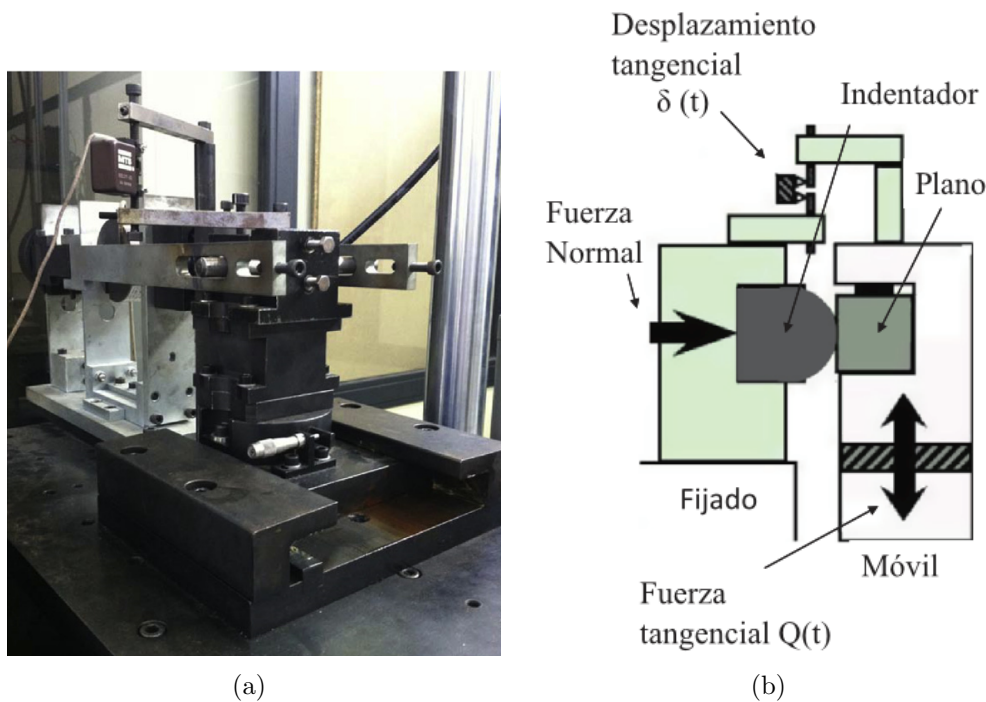


Figura 3.7: Tribómetro de *plain fretting* de la École Centrale de Lyon [86][90].

El material empleado en los ensayos fue una aleación de titanio Ti-6Al-4V

3.6. Análisis numérico de la trayectoria de la grieta en *fretting*

para el indentador, mientras que se emplearon 4 aleaciones diferentes (35NCD16, 7075-T6, 2024-T351 y AISI 1034) para la muestra plana. En esta tesis, se han tomado como referencia los ensayos realizados con la aleación de aluminio 7075-T6 para compararlos con la solución numérica obtenida con el modelo desarrollado. La Tabla 3.3 recoge las propiedades mecánicas de los materiales empleados.

Tabla 3.3: Propiedades mecánicas de las aleaciones Ti-6Al-4V y 7075-T6 [90].

$E_{\text{indentador}}$	$\nu_{\text{indentador}}$	E_{muestra}	ν_{muestra}
GPa	-	GPa	-
119,5	0,285	72	0,33

La Figura 3.8 muestra la trayectoria de la grieta de uno de los ensayos realizados con la aleación 7075-T6. De acuerdo con la descripción de Pannemaecker *et al.* [90], en la trayectoria se diferencian 3 tramos distintos, l_1 , l_2 y l_3 , teniendo cada tramo una orientación θ_i sobre la perpendicular de la superficie de la muestra y hacia el interior del contacto. Finalmente, en ausencia de cargas axiales alternas, la fisura deja de propagarse. La Tabla 3.4 recoge los resultados de todos los ensayos experimentales realizados con la aleación de aluminio Al-7075-T6 (Ensayos 7-12).

Tabla 3.4: Ensayos realizado con la aleación Al-7075-T6 [90].

Ensayo		7	8	9	10	11	12
R	mm	80	80	80	80	80	80
P	N/mm	461	461	461	461	461	461
Q	N/mm	350	299	334	313	260	341
μ_{contacto}	-	1,17	1,17	1,17	1,17	1,17	1,17
μ_{grieta}	-	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
l_1	μm	50	35	49	42	38	46
θ_1	$^\circ$	5	30	45	45	23	40
l_2	μm	221	78	112	102	138	145
θ_2	$^\circ$	5	15	20	10	20	15
l_3	μm	530	156	384	286	87	355
θ_3	$^\circ$	0	0	0	0	0	0

La Figura 3.9 muestra las trayectorias de la grieta de los ensayos experimenta-

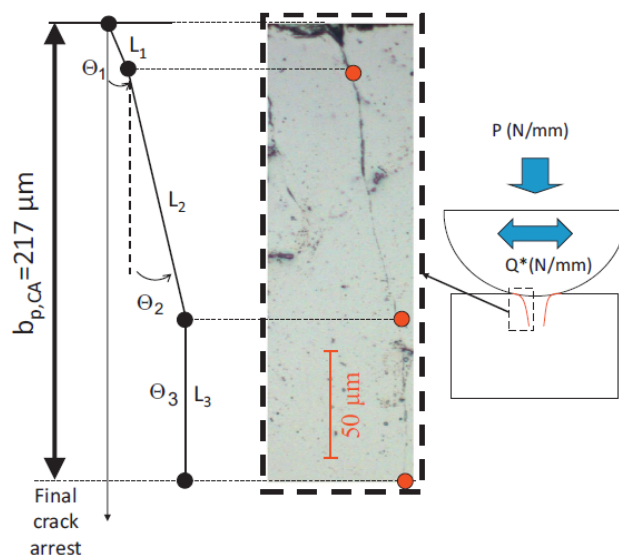


Figura 3.8: Descripción de la trayectoria de la grieta [90].

les de la Tabla 3.4. De forma general, los ensayos presentan las tres fases descritas anteriormente, produciéndose siempre la propagación hacia el interior de la zona de contacto. Se observa que cuanto mayor es la carga tangencial Q , mayor es la longitud final de la grieta. En todos los ensayos, la proyección de la longitud l_1 , perpendicular a la superficie de contacto es similar, aunque el ángulo de iniciación no sigue ningún patrón establecido. Teniendo en cuenta que el tamaño de grano de la aleación de aluminio 7075-T6 ronda los $50 \mu\text{m}$ [73], y que el gradiente de tensiones que induce los fenómenos de *fretting* es hasta 10 veces mayor que en las entallas [86], se concluye que la orientación del grano juega un papel fundamental en la acumulación de daño plástico a nivel de cristal, con lo que los resultados obtenidos en los ensayos parecen ser son coherentes. La proyección de la longitud l_2 muestra que cuanto mayor es la carga tangencial, mayor es la longitud, exceptuando el ensayo 7. Como puede observarse, el ángulo de propagación no sigue ningún patrón establecido, con lo que puede estar relacionado con la influencia de la microestructura. Por último, se observa que la longitud l_3 está directamente relacionado con la carga tangencial: cuanto mayor es la carga Q , mayor es la longitud l_3 .

En la Figura 3.10 se observa la comparación entre la descripción de la pro-

3.6. Análisis numérico de la trayectoria de la grieta en *fretting*

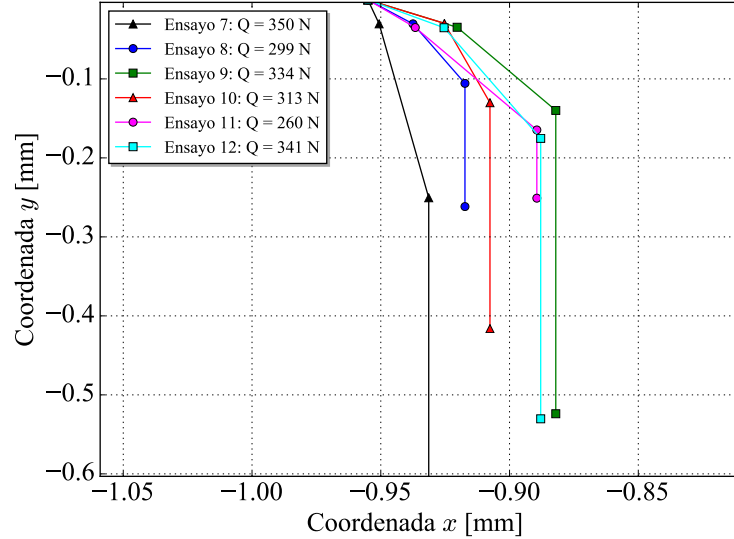


Figura 3.9: Trayectoria de las grietas de los ensayos experimentales.

pagación de grieta realizada por Pannemaeker *et al.* [90] y la trayectoria de la microfotografía de la grieta que se muestra en la Figura 3.8. Se observa que la simplificación de la trayectoria no se ajusta del todo a la trayectoria real, aunque de manera general ambas trayectorias no difieren más de $2 \mu\text{m}$ para este ensayo. Por lo tanto, la descripción realizada por Pannemaeker se tomará como referencia para las simulaciones.

3.6.2. Simulación numérica

El modelo numérico empleado es el mismo que el descrito en la sección 3.4. Dado que los ensayos han sido en deslizamiento parcial, no se ha simulado el desgaste. Para que computacionalmente la simulación sea más eficiente, los elementos del indentador que hacen contacto con la muestra son de $50 \times 50 \mu\text{m}$. Se ha comprobado que la modificación no influye en la solución final, tal como muestra la Figura 3.11(a) donde se observa que la diferencia es despreciable entre emplear elementos de $10 \times 10 \mu\text{m}$ o $50 \times 50 \mu\text{m}$ en el indentador. La definición de la grieta se realiza mediante elementos extendidos, donde inicialmente se introduce una grieta inicial de longitud l_1 y orientación θ_1 como se ilustra en la Figura 3.11(b). Posteriormente, se propaga la grieta con la orientación estimada por los diferentes

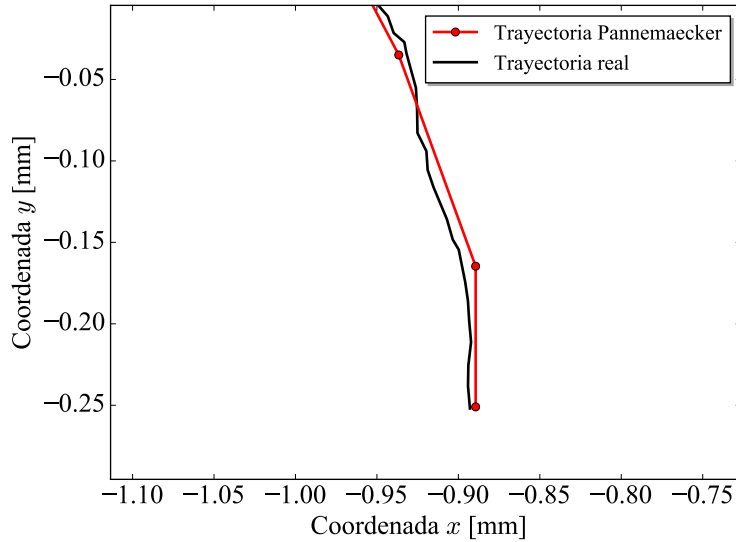


Figura 3.10: Comparación de la trayectoria de la grieta del ensayo 11 y la descripción de Pannemaecker.

criterios empleados, hasta la longitud proyectada final de la trayectoria real.

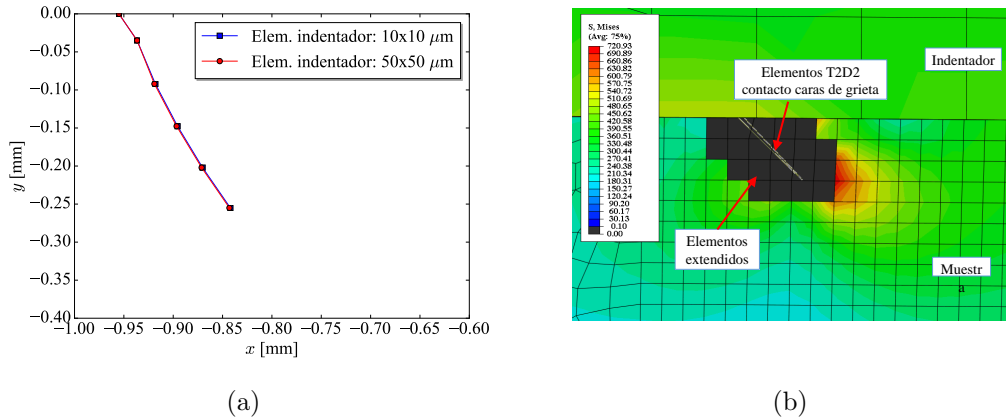


Figura 3.11: (a) Solución numérica de la propagación modificando el tamaño de los elementos del indentador; (b) elementos X-FEM y T2D2 para el modelado de grieta y contacto entre caras de grieta.

En la Figura 3.12 se observan los pasos realizados para cada ciclo de simulación. En el paso 1, se aplica la carga P en el indentador para realizar el contacto con la muestra. Durante el paso 2 se aplica la carga tangencial Q mientras se

3.6. Análisis numérico de la trayectoria de la grieta en *fretting*

mantiene constante la carga de contacto. Este paso se realiza con el objetivo de introducir el acomodo elástico del contacto. La lectura de datos para analizar los diferentes criterios se extraen del *step* 3 (Figura 3.12(a)). Se observan estados donde existe contacto entre paredes de grieta (tiempo 4 y 5), donde el único modo existente es el modo II, y estados de apertura de la grieta (tiempo 3 y 6), donde existe un modo mixto.

3.6.2.1. Criterios de orientación de avance de grieta

Para realizar el análisis de la trayectoria de la grieta se han empleado tres criterios. El primer criterio es la mínima variación de la tensión tangencial, propuesto por Giner *et al.* [30]. Este criterio propone que la fisura crece en un plano donde la pérdida de energía de rozamiento es mínima. Dada la naturaleza de las tensiones tangentes, donde la magnitud es la misma en dos planos ortogonales, la dirección de propagación será la que tenga mayor tensión normal. La Figura 3.13 muestra el rango de tensiones tangentes $\Delta\tau$ y la tensión normal máxima $\sigma_{\text{máx}}$ de un ciclo proyectado en cada plano candidato. Por un lado, se observa que $\Delta\tau$ tiene dos mínimos en 73° y 163° . Por otro lado, el valor de $\sigma_{\text{máx}}$ en el plano 163° es ostensiblemente mayor que en el plano 73° . Por lo tanto, el criterio $\Delta\tau_{\text{mín}}$ estima que el ángulo de propagación es 163° .

El segundo criterio seleccionado es el del máximo rango efectivo de la tensión normal, $(\Delta\sigma_{\text{n,eff}}(\theta))_{\text{máx}}$ de Dubourg y Lamacq [91]. El término efectivo hace referencia a $\sigma_{\text{n}} = 0$ cuando $\sigma_{\text{n}} < 0$. Por un lado, la Figura 3.14 muestra en rojo el valor de $\Delta\sigma_{\text{n}}$ en cada plano candidato. Por otro lado, cada línea azul representa el valor de σ_{n} para diferentes pasos de tiempo de la simulación. Se observa que el valor mínimo y máximo de σ_{n} en cada paso de tiempo (cada línea azul) se encuentra en diferentes planos, indicando la rotación de las tensiones principales y en consecuencia la no proporcionalidad de las tensiones actuantes.

Para el último criterio se ha tomado como referencia el trabajo de Vázquez *et al.* [92], donde emplean los criterios multiaxiales SWT y FS para estimar la dirección de la grieta. Tal como indican los autores, desde un punto de vista teórico, hacer crecer la grieta basándose en criterios multiaxiales no es correcto, aunque los resultados del parámetro SWT indican una buena correlación con

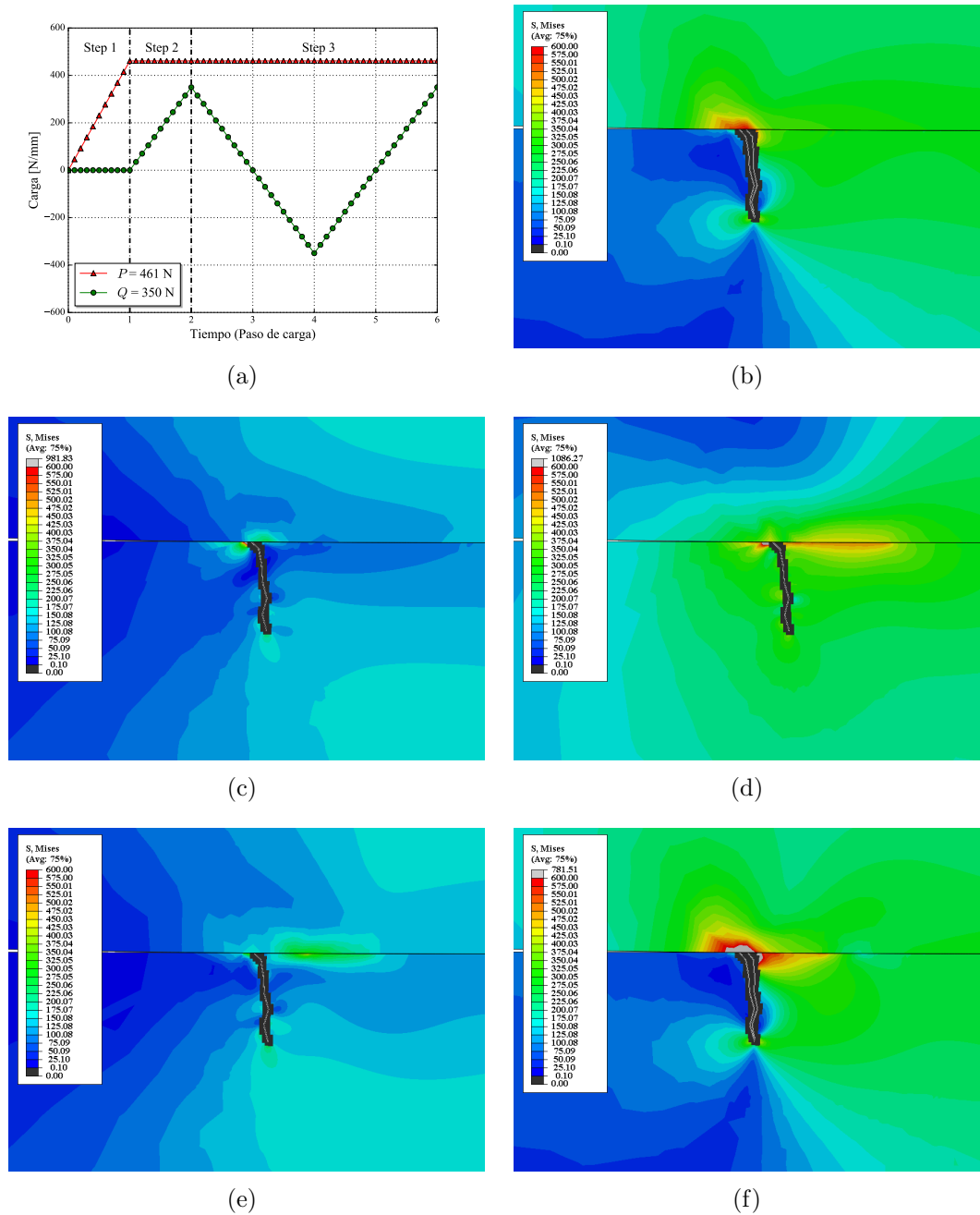


Figura 3.12: Los pasos de carga aplicados en cada ciclo de simulación numérica. Se ha aumentado 5x el desplazamiento de los nodos en el eje x para ver mejor la apertura de grieta: (a) pasos de carga; (b) tiempo 2; (c) tiempo 3; (d) tiempo 4; (e) tiempo 5; (f) tiempo 6.

3.6. Análisis numérico de la trayectoria de la grieta en *fretting*

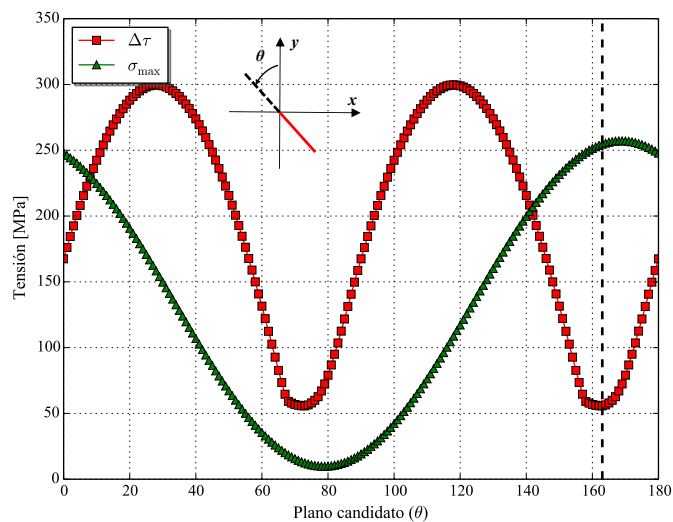


Figura 3.13: Criterio de la mínima variación de la tensión tangencial.

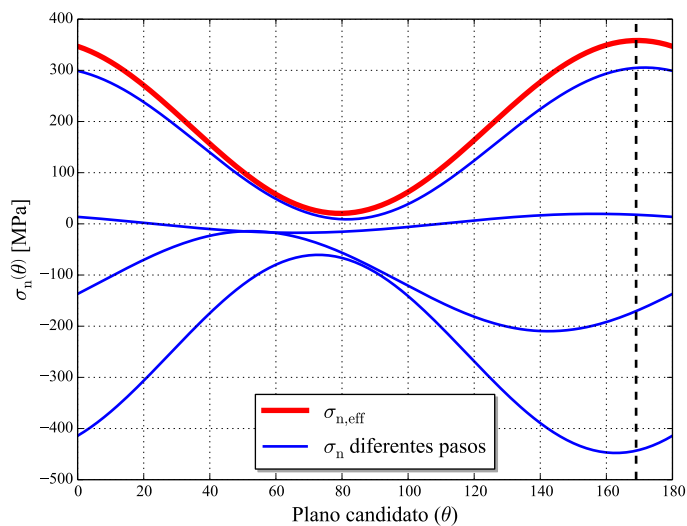


Figura 3.14: Criterio del máximo rango efectivo de la tensión circunferencial.

los ensayos experimentales. Por lo tanto, el criterio seleccionado es el parámetro multiaxial SWT (Figura 3.15).

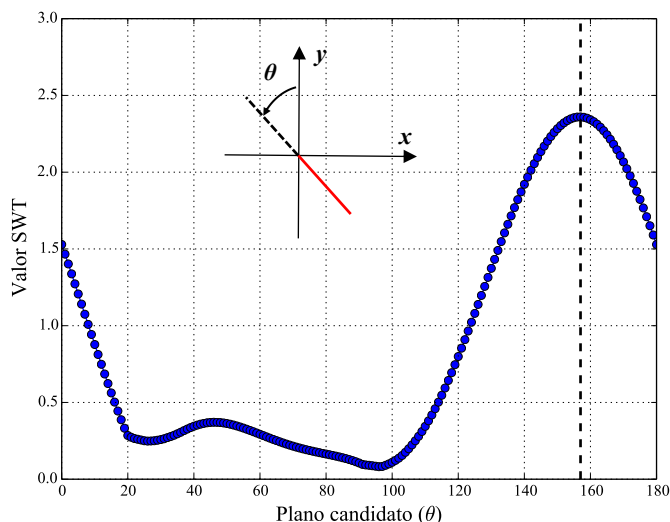


Figura 3.15: Criterio SWT.

3.6.2.2. Calibración de la distancia crítica

La evaluación de los criterios de orientación se realiza en un punto delante del frente de grieta. Según el tamaño del elemento, esta distancia puede ser diferente. Para que la distancia donde se calcula cada criterio sea, en cierta medida, independiente de la malla, se ha empleado el Método del Punto (del inglés *Point Method*, PM) de la Teoría de la Distancia Crítica (del inglés *The Theory of Critical Distances*, TCD) tal como muestra la Figura 3.16. Para determinar el elemento de análisis de la solución numérica, se analiza paralelamente mediante el LSM, una grieta virtual donde el frente de grieta es el punto donde se ubicaría teóricamente la distancia crítica. De esta forma, el punto de la distancia crítica cumple las condiciones del enriquecimiento de frente de grieta.

La distancia característica L se define como

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_f} \right)^2, \quad (3.4)$$

por lo tanto, empleando los datos de la Tabla 3.5, la distancia crítica (CD) para la aleación de aluminio 7075-T6 según el PM es $CD = L/2 = 26,9 \mu\text{m}$. Los datos usados por Pannemaecker *et al.* [90] mostrados en la Tabla 3.5 se han

3.6. Análisis numérico de la trayectoria de la grieta en *fretting*

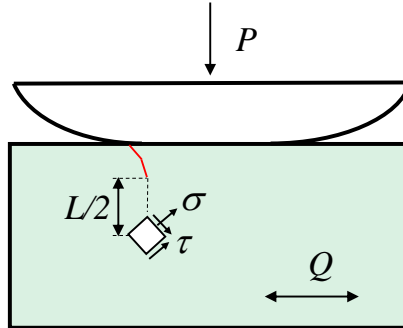


Figura 3.16: Método del Punto (del inglés *Point Method*, PM) de la Teoría de la Distancia Crítica (del inglés *The Theory of Critical Distances*, TCD).

tomado del trabajo de Newman *et al.* [93], sin embargo, Taylor menciona en su libro [94] que para usar con garantías el método es necesario obtener los datos experimentales de la misma partida de material usados en los ensayo de *fretting*. Dada la incertidumbre existente, se ha realizado una calibración previa de la CD comparando los resultados con un ensayo experimental, oscilando la CD entre 20-50 μm .

Tabla 3.5: Parámetros de fatiga para $R = -1$ de la aleación 7075-T6 tomados de bibliografía [93].

ΔK_{th}	σ_f	L
MPa m ^{0,5}	MPa	μm
3,9	150	53,8

Para la calibración de la CD se ha tomado el ensayo número 10. Se han realizado 4 simulaciones con cada criterio, modificando en cada una de ellas la CD a 20, 30, 40 y 50 μm . El objetivo de estas simulaciones no es determinar si un criterio predice mejor la trayectoria, sino establecer una CD adecuada. En las Figuras 3.17, 3.18 y 3.19 se observa el resultado de las simulaciones. Se muestra que para las distintas distancias críticas existe una variación de las trayectorias, aunque la diferencia no es sustancial. Por lo tanto, tras comprobar que el valor de la CD entre 20 y 50 μm no tiene una influencia significativa en la trayectoria de la grieta para los tres criterios analizados, se ha decido tomar el valor que se obtiene con la ecuación 3.4, es decir 26.9 μm .

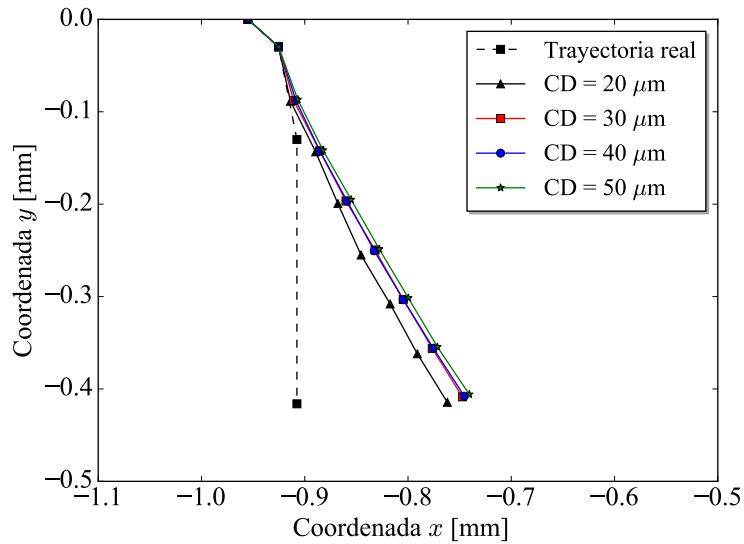


Figura 3.17: Calibración de la CD del criterio de la mínima variación de la tensión tangencial.

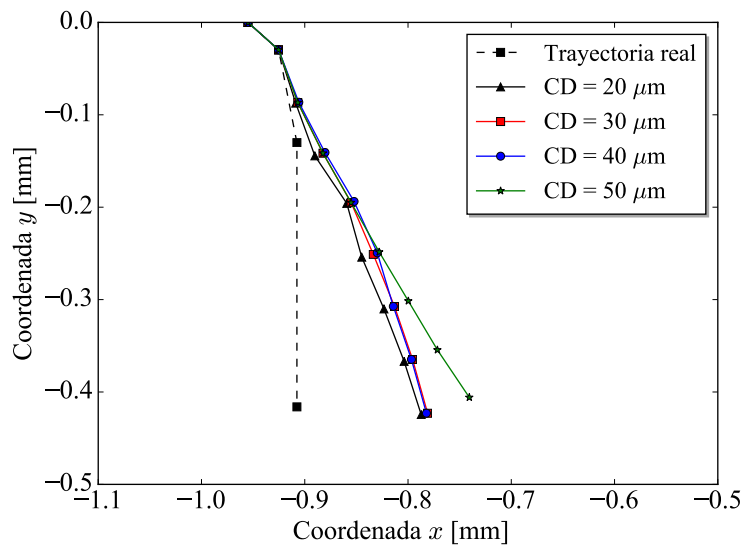


Figura 3.18: Calibración de la CD del parámetro SWT.

3.6.3. Resultados numéricos y correlación con los ensayos experimentales

En la Figura 3.20 se observan los resultados de las simulaciones numéricas y la correlación con los ensayos experimentales.

3.6. Análisis numérico de la trayectoria de la grieta en *fretting*

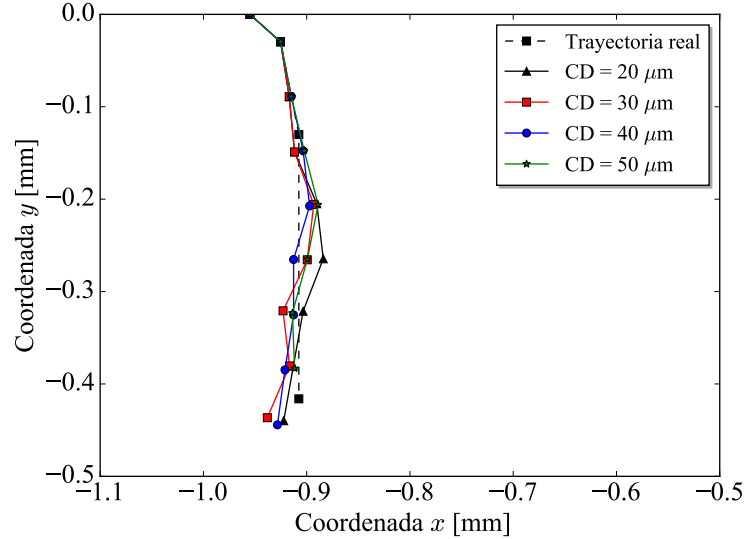


Figura 3.19: Calibración de la CD del criterio $\max(\Delta\sigma_{n,\text{eff}}(\theta))$.

Los tres criterios muestran una estimación parecida para la segunda fase de propagación, donde la correlación con el ensayo experimental es, en general, muy buena. Los criterios de la mínima variación de la tensión tangencial y SWT predicen una dirección en la segunda fase casi idéntica, mientras que el criterio de la tensión circunferencial efectiva predice una orientación ligeramente más vertical que las otros dos.

La predicción de la dirección de propagación en la tercera fase es diferente para los tres criterios. En primer lugar, el criterio $\Delta\tau_{\text{mín}}$ predice el mismo ángulo de propagación que en la segunda fase. Dado que la trayectoria real es vertical, la correlación con los ensayos experimentales es mala. En segundo lugar, el criterio SWT predice una orientación muy parecida a la estimada por el criterio $\Delta\tau_{\text{mín}}$, en la primera parte de la tercera fase. Posteriormente, el criterio gira hacia un plano más vertical, tratando de acercarse a la dirección de los ensayos experimentales. En último lugar, el criterio del rango de la tensión circunferencial efectiva es la que más se acerca a la trayectoria real, donde la orientación vertical es la preferente.

De los tres criterios analizados, el que mejor resultado ha dado es el criterio de la tensión circunferencial efectiva. El resultado de las simulaciones 7,8,10 y 12 muestran una buena correlación con los ensayos experimentales. Sin embargo,

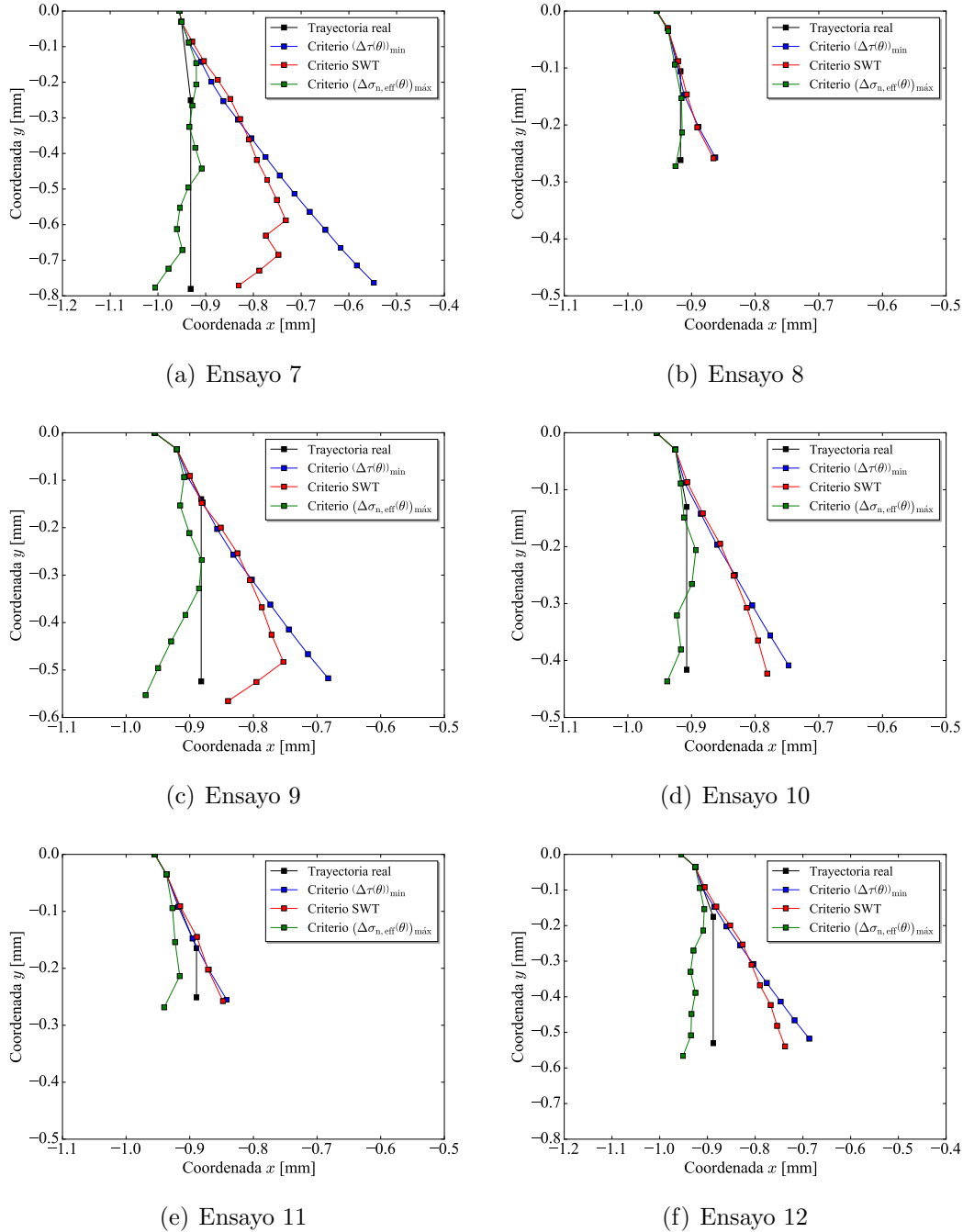


Figura 3.20: Correlación numérico-experimental de la trayectoria de la grieta.

la tendencia general de éste criterio en la fase final de propagación es una ligera orientación preferente hacia el exterior de la zona de contacto, la cual no se

observa en los ensayos experimentales.

3.6.3.1. Influencia de la carga tangencial en la dirección de propagación

Para analizar la influencia de la carga tangencial en la dirección de propagación, se han realizado una serie de simulaciones variando la carga Q entre 250-375 N/mm (la carga mínima y máxima corresponde al rango de los ensayos realizados por Pannemaecker *et al.* [90]). Para analizar la influencia de la carga Q , se ha empleado el criterio que mejor se ajustado a los ensayos experimentales, es decir, el criterio del máximo rango efectivo de la tensión normal, $(\Delta\sigma_{n,\text{eff}}(\theta))_{\text{máx}}$. En la simulación se establece una grieta con una longitud inicial de $L_1 = 35 \mu\text{m}$ y $\theta_1 = 45^\circ$, y se propaga hasta una longitud final de $300 \mu\text{m}$, sin tener en cuenta si los FIT llegan al umbral de propagación. El objetivo de estas simulaciones no es predecir la longitud final de grieta, sino observar si existe una dirección preferente para cada carga.

En la Figura 3.21 se muestra el resultado de las diferentes simulaciones. Se observa que, hasta una profundidad de $150 \mu\text{m}$ la influencia de la carga tangencial es nula. Posteriormente, la predicción de las distintas cargas es diferente, aunque todas las simulaciones muestran una orientación similar. En consecuencia, se concluye que la carga tangencial no influye de manera importante en la orientación de la fisura en la fase de propagación.

3.6.3.2. Influencia del ángulo de iniciación de grieta en la dirección de propagación

En esta ocasión, para analizar la influencia del ángulo de iniciación de grieta en la dirección de propagación, se han realizado varias simulaciones modificando el ángulo de iniciación entre $0 - 60^\circ$ con una longitud inicial $L_1 = 35 \mu\text{m}$. Para analizar la influencia del ángulo de iniciación, también se ha empleado el criterio que mejor se ajustado a los ensayos experimentales, el criterio del máximo rango efectivo de la tensión normal, $(\Delta\sigma_{n,\text{eff}}(\theta))_{\text{máx}}$. Tal como en la sección 3.6.3.1, el objetivo de estas simulaciones no es predecir la longitud final de fisura, sino observar si existe una dirección preferente para cada ángulo de iniciación.

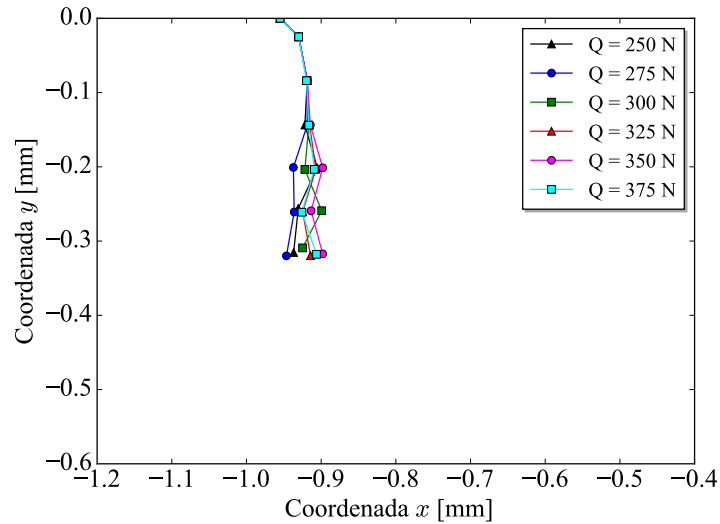


Figura 3.21: Resultados numéricos de la influencia de la carga tangencial en la dirección de propagación.

En la Figura 3.22 se muestra el resultado de las diferentes simulaciones. Todas las simulaciones muestran una dirección de propagación preferente similar, por lo tanto, se concluye que el ángulo de iniciación de grieta no influye en la orientación de la fisura en la fase de propagación.

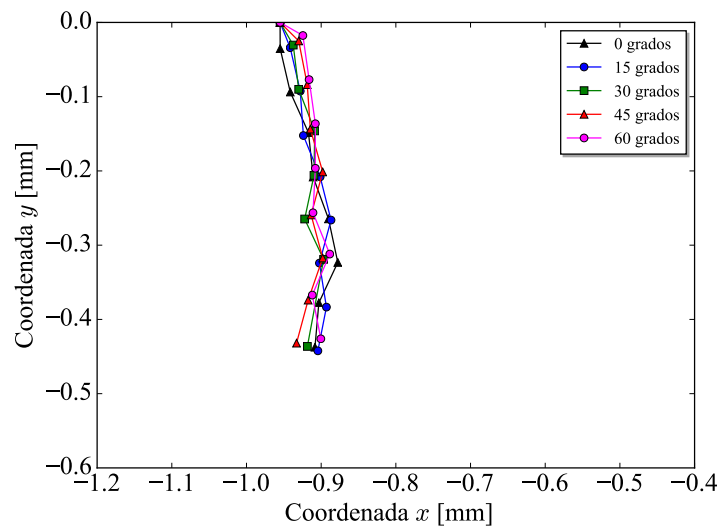


Figura 3.22: Resultados numéricos de la influencia del ángulo de iniciación de grieta en la dirección de propagación.

3.6.3.3. Análisis crítico de los criterios de orientación de avance de grieta utilizados

Los criterios analizados en este capítulo han sido los siguientes:

- La mínima variación de la tensión tangencial, $(\Delta\tau)_{\text{mín}}$ [30].
- El máximo rango efectivo de la tensión circunferencial, $(\Delta\sigma_{\text{n,eff}}(\theta))_{\text{máx}}$ [91].
- El parámetro multiaxial SWT [12].

Siendo estos criterios diferentes, el algoritmo de análisis es prácticamente el mismo; los criterios se basan en el estudio del instante previo a que la fisura pase por la zona de análisis, buscando cumplir una condición para predecir la orientación de avance de grieta. Los resultados obtenidos pueden plantear la duda de si este análisis *instantaneo* es suficiente para predecir la orientación de avance, o además, debería tenerse en cuenta el daño previamente acumulado en cada punto. Desde el punto de vista micromecánico, el daño es un proceso de acumulación de deformación plástica a nivel de grano. Con el tiempo, aparecerán bandas persistentes de deslizamiento, generando microfisuras y finalmente su crecimiento. Por lo tanto, si existe alguna dirección preferente de daño, el avance de grieta puede estar gobernado por una combinación de estas direcciones preferentes y la orientación de los granos. En el caso de que exista un cambio en la distribución de tensiones durante el ensayo, por ejemplo debido a la incubación de una grieta, se irían activando diferentes sistemas de deslizamiento y los criterios mencionados anteriormente no podrían analizar la acumulación de daño de los diferentes periodos.

Con la intención de ver los planos preferentes de daño se ha realizado una simulación para las mismas condiciones del ensayo 11 (Tabla 3.3), y se empleó el FIP multiaxial SWT para ver estos planos preferentes. Por un lado, la Figura 3.23(a) muestra para el análisis sin fisura, el gráfico de contorno de la distribución del valor de SWT para la superficie y superficie de la muestra plana. Se observa que el máximo valor de SWT se ubica en la superficie de contacto ($y = 0$ mm) y en las cercanías del límite de contacto ($x = -0,97$ mm). Es en esta zona donde SWT predice la iniciación de grieta. Por otro lado, la Figura 3.23(b) muestra

para el mismo análisis el gráfico de contorno de los planos candidatos con el máximo valor de SWT en cada punto. Si se realiza la hipótesis de que la grieta toma el camino de propagación con la orientación preferente de daño, el avance sería de la siguiente forma: primeramente, la grieta debe formarse con un ángulo vertical (nota: tal como se ha analizado anteriormente en la Figura 3.15, el plano 0° corresponde al plano vertical y el giro de los planos se realiza en sentido anti-horario.). A una distancia de $25 \mu\text{m}$ de la superficie, la fisura gira hacia el interior del contacto con una orientación de unos 18° . Posteriormente, a unos $120 \mu\text{m}$ de la superficie, la grieta gira una segunda vez para tomar finalmente un ángulo de orientación vertical.

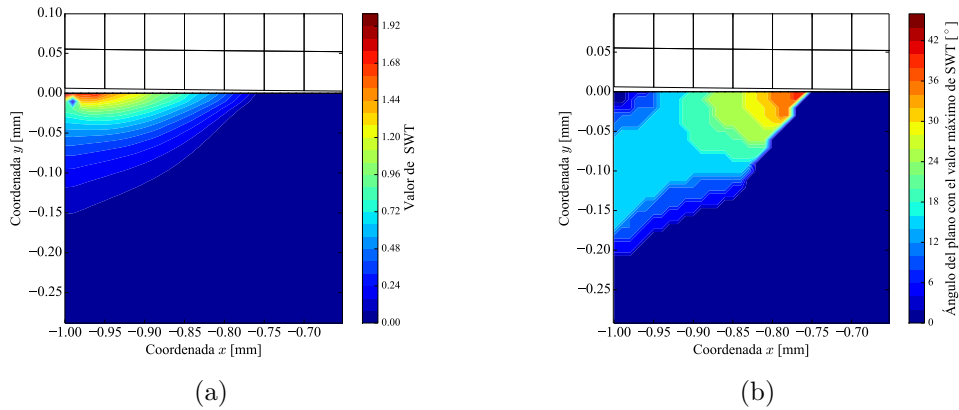


Figura 3.23: Análisis de la zona de propagación de grieta mediante el parámetro SWT, para un modelo numérico sin grieta: (a) gráfico de contorno de la distribución del valor del parámetro SWT; (b) gráfico de contorno del plano con el mayor valor del parámetro SWT.

La Figura 3.24 muestra la misma figura anterior, pero esta vez se ha superpuesta la trayectoria real de la grieta. Por un lado, en la Figura 3.23(a) se observa que la predicción de SWT para la iniciación de grieta es correcta. Por otro lado, en la Figura 3.23(b) se observa que el camino tomado por la grieta se parece mucho a la descripción realizada. Sin embargo, debe mencionarse que el daño según SWT al comienzo del giro vertical final ($x = -0,90 \text{ mm}$; $y = -120 \text{ mm}$) es muy baja. Probablemente, el daño generado cuando la grieta esté en las cercanías de esta zona será mayor y además será diferente del análisis realizado. Por lo tanto, una posible alternativa sería mediante el uso de un marco de acumulación de daño para tener en cuenta los diferentes periodos, por ejemplo, empleando la regla de

3.7. Estimación de vida en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*

Miner en combinación con el parámetro SWT u otro equivalente. Este trabajo no ha sido posible analizarlo en el marco de esta tesis, por lo que se propondrá como una posible línea futura de estudio.

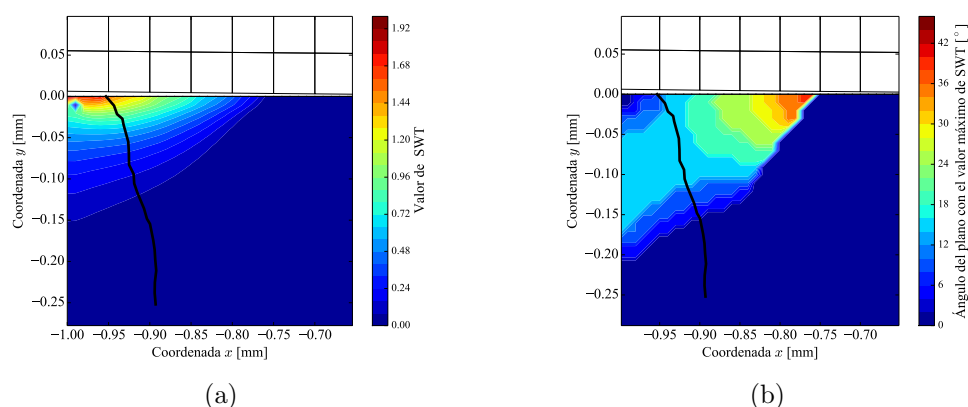


Figura 3.24: Análisis de la zona de propagación de grieta mediante el parámetro SWT, para un modelo numérico sin grieta: (a) gráfico de contorno de la distribución del valor del parámetro SWT; (b) gráfico de contorno del plano con el mayor valor del parámetro SWT.

3.7. Estimación de vida en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*

En esta sección se realiza el estudio numérico combinado de desgaste, iniciación y propagación de grieta en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*. El modelo desarrollado combina el modelo de desgaste de Archard, el parámetro multiaxial SWT y la regla de acumulación de daño de Miner para la estimación de inicio de grieta. Posteriormente se emplea la MFEL a través del X-FEM. En consecuencia, la suma de las dos etapas da como resultado la predicción de vida total. Los resultados obtenidos mediante la simulación numérica han sido comparados con los ensayos experimentales reportados en la bibliografía por Magaziner *et al.* [95].

3.7.1. Ensayos experimentales de desgaste y fatiga por *fretting* tomados de la bibliografía

Los ensayos experimentales de fatiga por *fretting* seleccionados para el análisis numérico fueron los realizados por Magaziner *et al.* [95]. En la Figura 3.25 se muestra el esquema del banco de ensayos utilizado. Este tipo de banco consta de dos actuadores servo-hidráulicos; el principal ejerce la carga alterna axial σ , mientras que el secundario controla la carga tangencial Q . En consecuencia, esta configuración permite realizar ensayos de fatiga por *fretting* o ensayos combinados de desgaste y fatiga por *fretting* sin modificar la fuerza de contacto P .

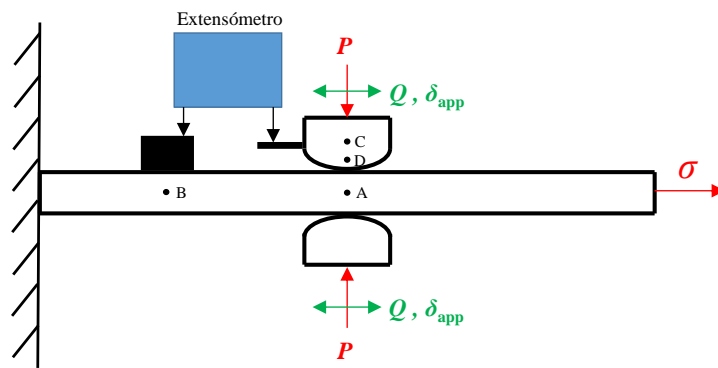


Figura 3.25: Esquema del ensayo de Magaziner *et al.* [95].

Los ensayos fueron realizados sobre una muestra tipo hueso de perro de la aleación de titanio Ti-6Al-4V, sometida a una tensión alterna de 266 MPa y un coeficiente de asimetría de la carga $R = 0,5$. Los indentadores cilíndricos para generar el *fretting* fueron de la misma aleación de titanio Ti-6Al-4V. En todos los ensayos se mantuvo constante el ratio entre la fuerza tangencial y la fuerza de contacto $Q/P \sim 0,84$, siendo la presión máxima de Hertz $p_0 = 523$ MPa para cada radio $R = 5,08 - 50,8$ mm del indentador (en cada ensayo se utilizaron 2 indentadores con el mismo radio). Mediante el segundo actuador servohidráulico, se indujo un desplazamiento alternativo de *fretting* distinto para cada ensayo. Para calcular el desplazamiento entre la muestra y el indentador, se ha empleado el método propuesto por Wittkowsky *et al.* [71]

3.7. Estimación de vida en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*

$$\delta = \delta_{AB} + (\delta_{\text{ext}} + \delta_{\text{DC}}), \quad (3.5)$$

$$\delta_{AB} = \frac{\sigma A - 2Q}{AE} l_{AB}, \quad (3.6)$$

$$\delta_{\text{DC}} = -\alpha l_{\text{DC}} Q. \quad (3.7)$$

donde δ es desplazamiento relativo del contacto, δ_{AB} es el desplazamiento entre el punto A y el punto B, δ_{ext} es el desplazamiento medido en el extensómetro, δ_{DC} es el desplazamiento debido a la rigidez del sistema donde va ubicado el indentador, α es una constante relacionada con dicha rigidez, l_{DC} es la longitud DC, A es el área de la sección de la probeta y E es el módulo de Young. En la Tabla 3.6 se resumen los datos y resultados de los ensayos experimentales.

Tabla 3.6: Resultados de los ensayos experimentales de Magaziner *et al.* [95].

	R [mm]	P [N]	δ [μm]	N_f [ciclos]
1A	50,08	4003	54	71843
2A	44,45	3503	44	40538
3A	38,10	3003	34	46129
4A	31,75	2502	29	56504
5A	25,40	2002	27	74288
6A	19,05	1501	28	72847
7A	15,24	1201	33	56992
8A	15,24	1201	31	75690
9A	12,7	1001	36	47833
10A	10,16	801	104	> 1000000
11A	7,62	601	169	> 1000000
12A	5,08	400	260	> 1000000

Los ensayos han sido realizados hasta un máximo de 10^6 ciclos. En este sentido, algunos de los ensayos no han llegado a la fractura final de la probeta. Se observa que existen dos bloques, la primera donde las muestras no fracturadas corresponden a los ensayos donde la amplitud de desplazamiento es $\geq 104 \mu\text{m}$, mientras que el segundo bloque corresponde a las probetas fracturadas donde el

Tabla 3.7: Propiedades mecánicas, tribológicas y de fatiga de la aleación de titanio Ti-6Al-4V [51][96]*.

Límite elástico	σ_y	MPa	930
Límite de rotura*	σ_u	MPa	1100
Límite de fatiga*	σ_f	MPa	300
Módulo de Young	E	GPa	126
Coefficiente de Poisson	ν	-	0,32
Coefficiente de rozamiento	μ	-	0,8
Coefficiente de desgaste	k	mm ³ /N mm	2,75 x 10 ⁻⁸
Coefficiente de resistencia a fatiga	σ'_f	MPa	1817,2
Coefficiente de ductilidad a fatiga	ε'_f	-	0,841
Exponente de ductilidad a fatiga	a	-	-0,0978
Exponente de resistencia a fatiga	b	-	-0.688

desplazamiento es $\leq 54 \mu\text{m}$. La razón de este comportamiento puede encontrarse en que una amplitud de desplazamiento mayor implica un desgaste mayor. Por lo tanto, en un contacto no conforme como el que se tiene inicialmente en los ensayos analizados, el desgaste va a tener como consecuencia del aumento progresivo del área de contacto, una redistribución de las tensiones y una disminución de las mismas, aumentando de este modo la vida a fatiga.

En esta tesis se van a analizar dos simulaciones, correspondientes a los ensayos 9A y 10A, donde la amplitud de deslizamiento son $36 \mu\text{m}$ y $104 \mu\text{m}$ respectivamente.

3.7.2. Criterio de iniciación de grieta

Tal como se ha mostrado en la sección 3.6.2.1, debido al estado multiaxial no proporcional del campo de tensiones, el uso de los parámetros multiaxiales se ha convertido en una técnica muy popular para el análisis de los fenómenos de *fretting*. En este trabajo, se ha empleado el criterio SWT [12] para estimar la ubicación y los ciclos hasta la iniciación de grieta.

Las propiedades mecánicas, tribológicas y de fatiga empleadas (Tabla 3.7), han sido tomados del trabajo de Madge *et al.* [51] y han sido utilizados para analizar numéricamente los ensayos experimentales descritos en la sección 3.7.1.

El estado tensional en la zona de contacto varía durante el ensayo debido al

desgaste, con lo que la estimación del parámetro SWT es diferente en la medida que la muestra se desgasta. Uno de los métodos más empleados para tener en cuenta periodos de estado diferentes son los modelos de acumulación de daño como la regla de Miner. En esta tesis se ha empleado la implementación de la regla de Miner realizada por Cruzado *et al.* [50].

La metodología de simulación del desgaste utilizada en este estudio numérico es la presentada por McColl *et al.* [41]. Dicha metodología de simulación se basa en la implementación de la ley de desgaste de Archard aplicada a nivel local.

3.7.3. Criterio de velocidad de propagación de grieta

Para estimar los ciclos en la fase de propagación, se ha empleado una ley de crecimiento de fisuras del tipo $da/dN = f(\Delta K)$. Entre las leyes de propagación que se encuentran en la literatura, algunas de ellas contemplan la influencia del valor umbral (K_{th}), mientras otras no lo hacen. Además, para las grietas de longitud pequeña, algunas de ellas modifican el umbral de crecimiento (a_{th}) mientras otras leyes introducen una longitud de fisura efectiva para corregir el FIT. En el trabajo de Navarro *et al.* [97] se analizan 9 modelos distintos. Los modelos que mejor resultado experimental presentan son la ley de Paris (ecuación 2.43) que no contempla ninguna modificación, y la ley que modifica el FIT mediante la introducción de una longitud de fisura efectiva para tener en cuenta que las fisuras cortas crecen más rápidamente [49]. La ecuación se define como

$$\frac{da_c}{dN} = C \left(\left(\Delta K(a_c) \sqrt{\frac{a_c + a_0}{a_c}} \right)^n - \Delta K_{th}^n \right). \quad (3.8)$$

La correcta extracción de los FIT se realiza a través de la integral de interacción después de obtener la solución numérica mediante el X-FEM. En esta tesis, como primera aproximación combinada de desgaste, inicio y propagación de grieta en un único modelo numérico, se ha asumido que la grieta propaga perpendicular a la superficie de contacto inicial, dado que quitando la fase inicial de crecimiento de la grieta esta tiende a propagar preferentemente en esa dirección. Por lo tanto, se ha tenido únicamente en cuenta el FIT de modo I.

3.7.4. Simulación numérica

El modelo mostrado en la Figura 3.26 se ha desarrollado en el código comercial Abaqus FEA 6.13. El modelo consta de elementos cuadriláteros lineales de 4 nodos (CPE4, deformación plana), con un mayor refinamiento de la zona de contacto mediante la técnica de particiones. Para la resolución del problema de contacto tangencial, se ha utilizado el modelo de Coulomb y el método de los multiplicadores de Lagrange, con el fin de obtener una resolución precisa de la distribución de deslizamiento.

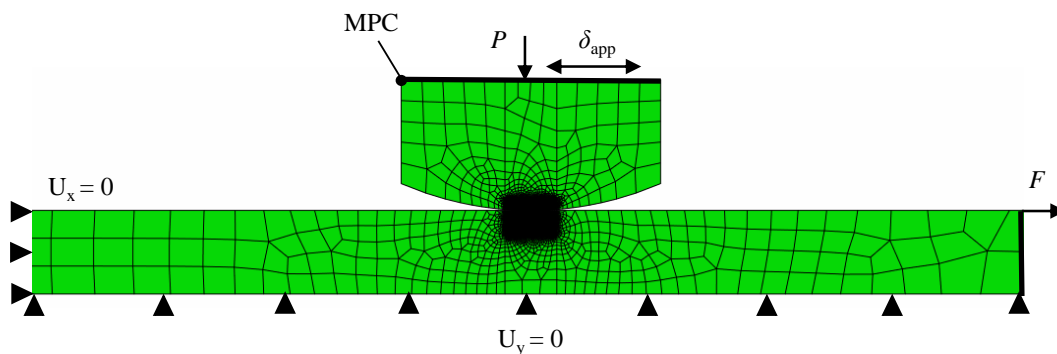


Figura 3.26: Modelo numérico de fatiga por *fretting* en deslizamiento total.

Debido a la simulación de desgaste, el coste computacional asociado es elevado. Por lo tanto, los elementos de contacto, tanto del inductor como de la muestra, son de $20 \times 20 \mu\text{m}$ en vez de $10 \times 10 \mu\text{m}$. Ésta pérdida de resolución en el contacto se contrarresta debido a que como consecuencia del desgaste se produce un aumento progresivo del área de contacto, entrando más elementos en contacto y recuperando casi en su totalidad la resolución.

En el modelo numérico, la introducción de la amplitud de desplazamiento se realiza mediante las condiciones de contorno. Para determinar la amplitud de desplazamiento aplicada δ_{app} , es necesario resolver las ecuaciones 3.5, 3.6 y 3.7, donde $\delta_{app} = \delta_{ext}$. Jin y Mall [36] mencionan que el valor de la constante α es despreciable para los ensayos realizados en este banco, con lo que su influencia puede considerarse despreciable. En consecuencia, las ecuaciones quedan como

3.7. Estimación de vida en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*

$$\delta = \delta_{AB} + \delta_{\text{ext}}, \quad (3.9)$$

$$\delta_{AB} = \frac{\sigma A - 2Q}{AE} l_{AB}, \quad (3.10)$$

Los parámetros necesarios para resolver las ecuaciones se resumen en la Tabla 3.8. Asumiendo que toda la superficie de contacto está en deslizamiento, $Q = \mu P$ y en consecuencia, la amplitud de desplazamiento aplicada son $\delta_{\text{ext},9A} = 121 \mu\text{m}$ y $\delta_{\text{ext},10A} = 57 \mu\text{m}$ respectivamente.

Tabla 3.8: Datos de los ensayos experimentales [36]*[95].

Fuerza de contacto (9A)	P	1001 N
Fuerza de contacto (10A)	P	801 N
Coefficiente de rozamiento	μ	0,8
Amplitud de desplazamiento (9A)	δ	36 μm
Amplitud de desplazamiento (10A)	δ	104 μm
Longitud AB*	l_{AB}	40,9 mm
Área de la probeta	A	24,32 mm ²

La definición de la grieta se realiza mediante los elementos extendidos, donde se introduce una grieta inicial de longitud l_1 a determinar y perpendicular respecto a la superficie de contacto inicial. En esta ocasión, debido a que el coeficiente de asimetría de las cargas es positivo ($R = 0,03$) no existe contacto entre las caras de grieta, con lo que no se han introducido elementos T2D2 adicionales para simularlo. En la Tabla 3.9 se recogen los parámetros necesarios para estudiar la fase de propagación.

Tabla 3.9: Propiedades a fractura de la aleación de titanio Ti-6Al-4V [51][96]*.

Umbral de crecimiento	ΔK_{th}	MPa $\sqrt{\text{m}}$	4,2
Tenacidad a la fractura*	K_{1C}	MPa $\sqrt{\text{m}}$	90
Coefficiente de Ley de Paris	C	m/ciclo/(MPa $\sqrt{\text{m}}$) ^{n}	$1,25 \cdot 10^{-11}$
Exponente de Ley de Paris	n	-	2,59

3.7.4.1. Determinación de la longitud de la distancia crítica y la longitud inicial de grieta

Para determinar la distancia crítica de análisis, se ha tomado como referencia el reciente trabajo de Gandiolle *et al.* [86]. Los autores proponen una distancia crítica óptima, l_{opt} , para realizar el análisis multiaxial que determine la iniciación de grieta y una longitud inicial de grieta óptima, b_{opt} , para iniciar la fase de propagación. La Figura 3.27 muestra la desviación típica ($SD(l)$) del error mínimo de estimación de vida mediante el método combinado denominado $l_{opt} - b_{opt}$. En la figura se observa claramente un mínimo cuando $b_{opt} = 50 \mu\text{m}$. Para aleación de aluminio 7075-T6 utilizado por Gandiolle *et al.* [86], este valor coincide con la transición de grieta corta-larga de Kitagawa-Takahashi (ecuación 2.45) o longitud característica, L , del material. Si $b_{opt} \leq 50 \mu\text{m}$, puede que la grieta no crezca y por lo tanto no ser representativo del ensayo. Si $b_{opt} \geq 50 \mu\text{m}$, puede que la grieta crezca demasiado rápido y por lo tanto no ser representativo del ensayo. Además, mediante esta modificación se evita la introducción de una longitud de fisura efectiva.

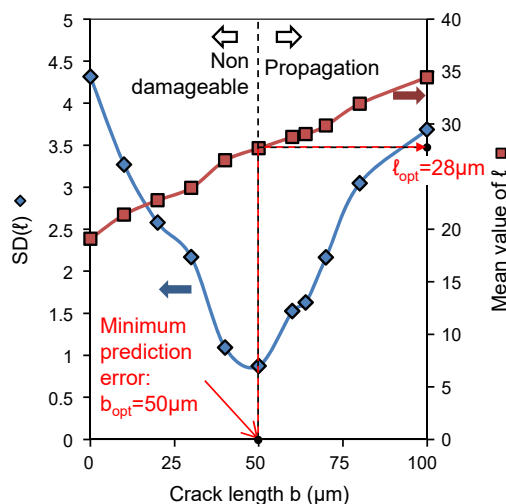


Figura 3.27: Error mínimo de estimación mediante $l_{opt} - b_{opt}$ [86].

Por tanto, empleando los datos de las Tablas 3.6 y 3.9 en la ecuación (3.4), da como resultado $l_{opt} = 10 \mu\text{m}$ y $b_{opt} = 18 \mu\text{m}$. En consecuencia, como el tamaño

del elemento es $20 \times 20 \mu\text{m}$, la lectura de los datos se realiza en el centroide del elemento que se ubica a $10 \mu\text{m}$ de la superficie.

3.7.5. Resultados numéricos y correlación con los ensayos experimentales

La Figura 3.28 muestra la distribución de las tensiones de Von Mises (VM) para el ensayo con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A), en diferentes momentos de la simulación, cuando la máxima carga axial es aplicada. La Figura 3.28(a) corresponde a la distribución de tensiones al comienzo de la simulación, cuando las superficies no están desgastadas. En este instante, el máximo valor de VM es de 1348 MPa y se ubica en el límite derecho del contacto, es decir, en el lado en el que se aplica la carga axial. Se debe comentar que al comienzo de la simulación el valor de las tensiones de VM es elevado, ya que se ha considerado un coeficiente de fricción constante de $\mu = 0,8$ en toda la simulación.

En los ensayos experimentales de *fretting* [95], se observa que el coeficiente de fricción varía en función del número de ciclos de modo que inicialmente se obtiene un valor aproximado de $\mu = 0,4$ y aumenta progresivamente hasta un máximo de $\mu = 0,9$ en el ciclo 10000, para estabilizarse finalmente en un valor de $\mu = 0,8$. Debido a la simulación de desgaste, el material dañado al comienzo de la simulación se elimina, con lo que la hipótesis de un coeficiente de fricción constante de $\mu = 0,8$ puede considerarse como una buena aproximación [51]. La Figura 3.28(b) hace referencia a la distribución de VM en el instante de la nucleación de la grieta.

En este momento se observa que el área de contacto ha aumentado ligeramente como consecuencia del desgaste. El aumento del área de contacto tiene como consecuencia la reducción del máximo valor de VM en un 25 %, originada por la redistribución de tensiones generada por la remoción de material. En el ciclo 20000 de la simulación (3.28(c)), el área de contacto aumenta progresivamente, a la vez que la parte derecha de la grieta entra en contacto con el indentador, mientras que la grieta propaga lentamente debido al bajo valor del factor de intensidades. Por último, la Figura 3.28(d) representa al final de la simulación, en el instante anterior a la fractura final de la probeta. Se observa que la distribución

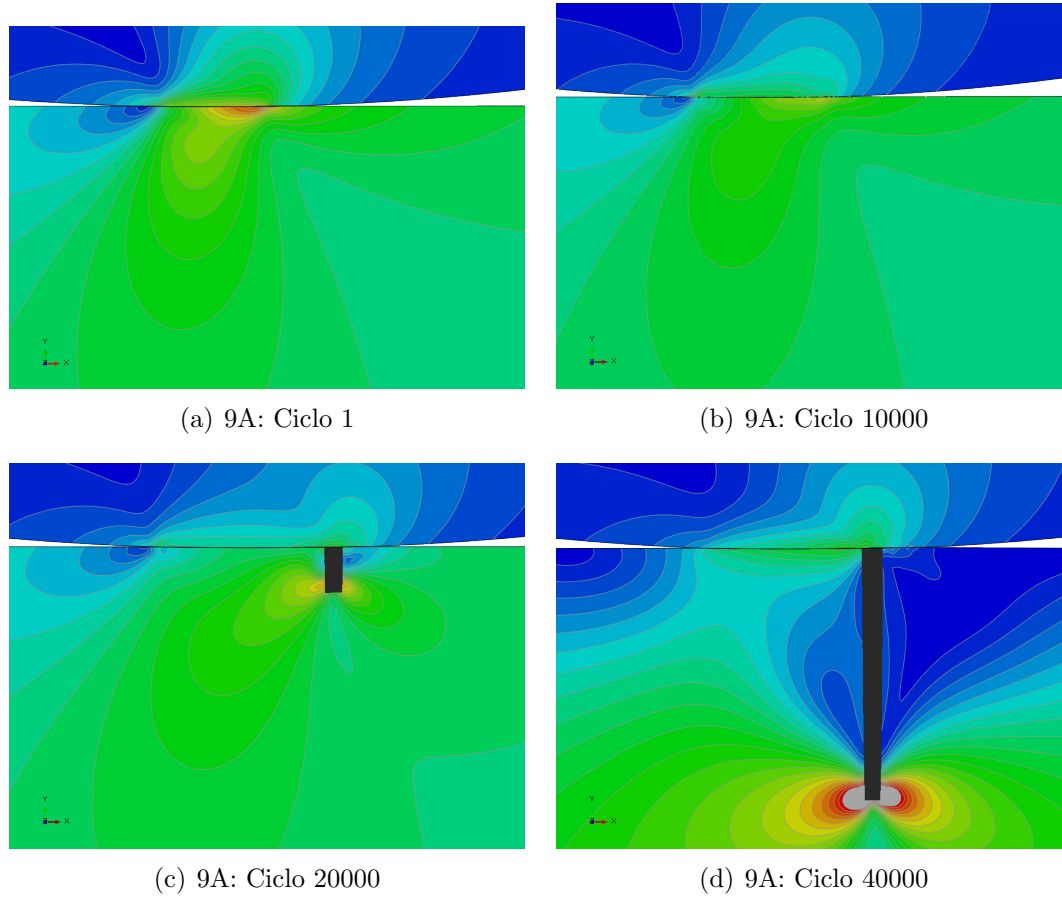


Figura 3.28: Evolución del campo de las tensiones de VM en diferentes ciclos de la simulación, con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A).

de tensiones en la zona de contacto ha cambiado considerablemente originado por la pérdida de rigidez que supone la grieta.

Del mismo modo que se ha mostrado en el caso de la simulación 9A, la Figura 3.29 muestra la distribución de las tensiones de VM para el ensayo con una amplitud de desplazamiento de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A). En la imagen 3.29(a) se observa que las tensiones al comienzo de la simulación son muy parecidas a la simulación 9A (3.28(a)). Sin embargo, en el ciclo 10000, puede observarse una mayor reducción de tensiones de VM como consecuencia del mayor desgaste generado y, con ello, el mayor aumento de área de contacto. Debido a esta reducción de tensiones y la eliminación del material dañado como consecuencia del desgaste en los primeros ciclos de ensayo, no se dan las condiciones necesarias para la iniciación de

grieta.

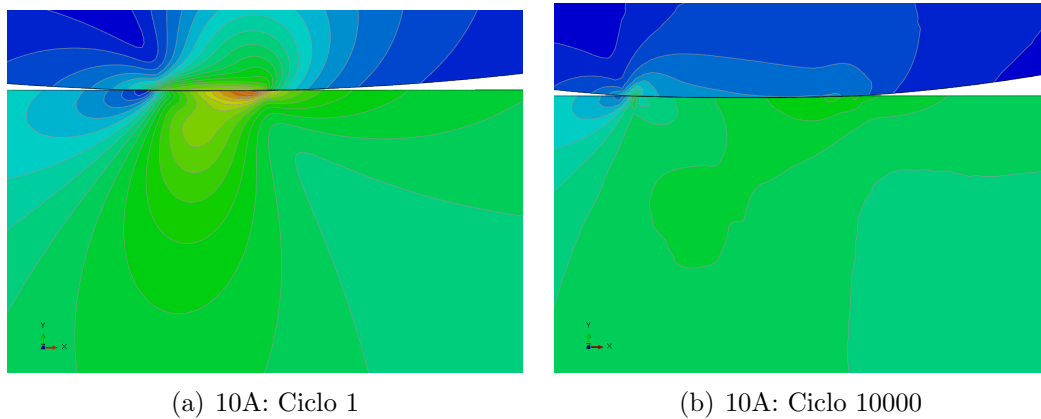


Figura 3.29: Evolución del campo de las tensiones de VM en diferentes ciclos de la simulación, con una amplitud de desplazamiento de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A).

3.7.5.1. Evolución de la amplitud de deslizamiento relativo

La Figura 3.30 muestra la amplitud de deslizamiento en la superficie de contacto, en distintos momentos de la simulación. Las gráficas corresponden a la simulación con la amplitud de desplazamiento aplicada de $36 \mu\text{m}$ (simulación 9A). Se observa que el deslizamiento al comienzo de la simulación es de alrededor de $10 \mu\text{m}$ en el punto máximo, menor que el desplazamiento aplicado, $36 \mu\text{m}$. Tal como señalan Pearson y Shipway [98], se demuestra que el desplazamiento, por lo general, es la suma del deslizamiento y la acomodación elástica del sistema.

En el ciclo 10000 se observa cómo el área de contacto ha aumentado debido al desgaste, siendo el deslizamiento ligeramente superior en el límite derecho del contacto, es decir, el correspondiente al lado en el que se aplica la carga axial. En el ciclo 20000 una vez generada la grieta, se observa una discontinuidad en la distribución del deslizamiento, justo en la zona donde se ubica la fisura. En la figura se ilustran dos partes diferentes; por un lado, en el lado derecho de la grieta el deslizamiento ha aumentado alrededor de un 50%. Por otro lado, en el lado izquierdo de la grieta se observa un comportamiento similar que en el ciclo 10000, sin embargo, se observa una reducción del deslizamiento en las cercanías de la grieta. En la medida que el frente de fisura propaga (ciclo 40000), se observa

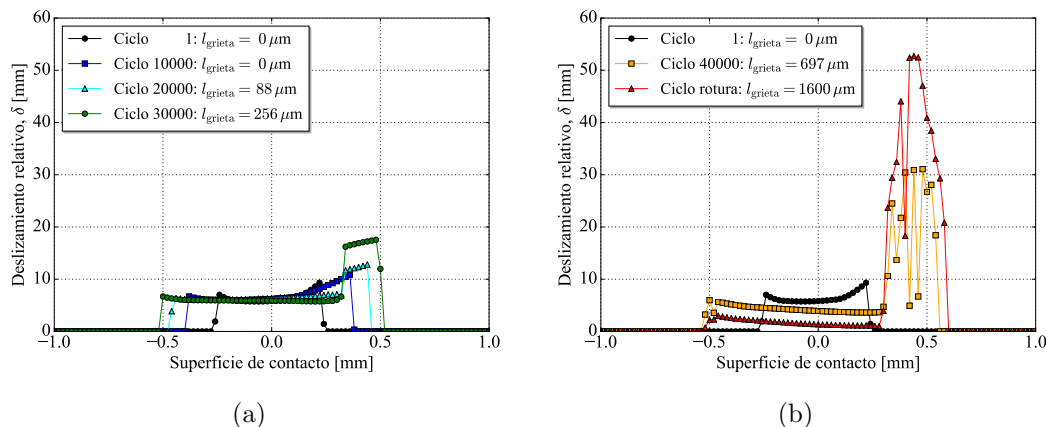


Figura 3.30: Evolución del deslizamiento en la superficie de contacto, en diferentes instantes de la simulación con la amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (simulación 9A): (a) hasta 30000 ciclos; (b) desde 40000 ciclos hasta rotura. Nota: Por claridad en ambas figuras se muestra el deslizamiento inicial para el primer ciclo de simulación.

un efecto más acusado de lo descrito anteriormente: el lado derecho de la grieta desliza cada vez más mientras que en el lado izquierdo se observa una reducción mayor del deslizamiento, producto de la pérdida de rigidez de la muestra fatigada. Cabe destacar las oscilaciones del deslizamiento observadas en el extremo derecho del contacto (ciclo 40000). Esto se debe a que, como consecuencia de la discontinuidad producida por la grieta, y en combinación con el desgaste progresivo, las superficies en contacto no son del todo suaves. . Posteriormente, en la fase final de propagación, la Figura 3.30(b) muestra que el deslizamiento es despreciable en el lado izquierdo del contacto, mientras que en el lado derecho el deslizamiento aumenta hasta un máximo de $56 \mu\text{m}$.

En la Figura 3.31 se ilustra la amplitud de deslizamiento en distintos momentos de la simulación con un desplazamiento de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A). Se observa que el área de contacto aumenta de manera más rápida que en el caso de la simulación con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$. De este modo, para 10000 ciclos, en el caso del ensayo 10A el área de contacto aumenta un 300 % respecto a la inicial, mientras que en el caso de la simulación del ensayo 9A el aumento es de aproximadamente un 50 %. En cuanto al deslizamiento, se observa un pequeño aumento en el ciclo 10000 en comparación con el ciclo inicial. Esto puede deberse a la importante reducción de la presión de contacto, facilitando el deslizamiento.

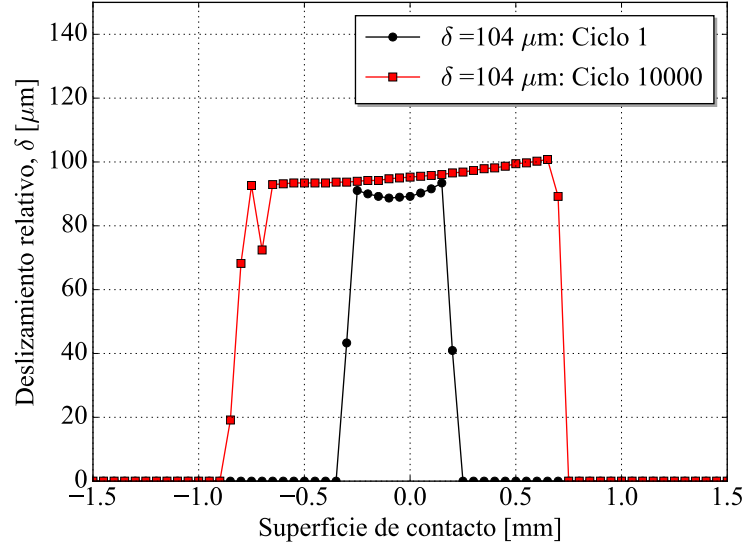


Figura 3.31: Evolución del deslizamiento en la superficie de contacto en diferentes instantes de la simulación 10A.

Además, como en el caso del ensayo 9A, el deslizamiento es ligeramente superior en el límite derecho del contacto.

3.7.5.2. Evolución de las tensiones en presencia de desgaste

Debido al progresivo aumento de la superficie de contacto como consecuencia del desgaste, las tensiones generadas en el mismo varían considerablemente en los dos casos analizados. En las Figuras 3.32, 3.33 y 3.34 se muestran la evolución de los componentes del tensor de tensiones en la superficie de contacto, en el momento de la máxima carga axial.

En el caso de σ_{xx} (Figura 3.32), para los dos casos analizados, se observa que el resultado es similar al comienzo de la simulación, encontrándose el punto de máxima tensión en el límite de la zona de contacto, en el lado donde se aplica la fuerza axial. Se observa que la tensión máxima en esta zona es hasta 2 veces mayor que la carga axial aplicada. Esto se debe a que la carga axial y la concentración de tensiones generada por el fenómeno de *fretting* están en la misma dirección, por lo que se suman.

A medida que aumenta el número de ciclos se observan dos fenómenos. Por

un lado, debido al aumento progresivo de la superficie de contacto, el punto de mayor tensión se mueve hacia la derecha, encontrándose siempre en el límite de contacto. Por otro lado, debido al aumento del área de contacto, la tensión máxima disminuye en los dos casos, siendo la simulación de $\delta = 104 \mu\text{m}$ (10A) la que disminuye en mayor medida. Esto se debe a que una amplitud de desplazamiento mayor supone un desgaste mayor. Por lo tanto, se demuestra que una amplitud de desplazamiento mayor, supone un efecto beneficioso desde el punto de vista del estado tensional, es decir, se produce una reducción mayor de tensiones.

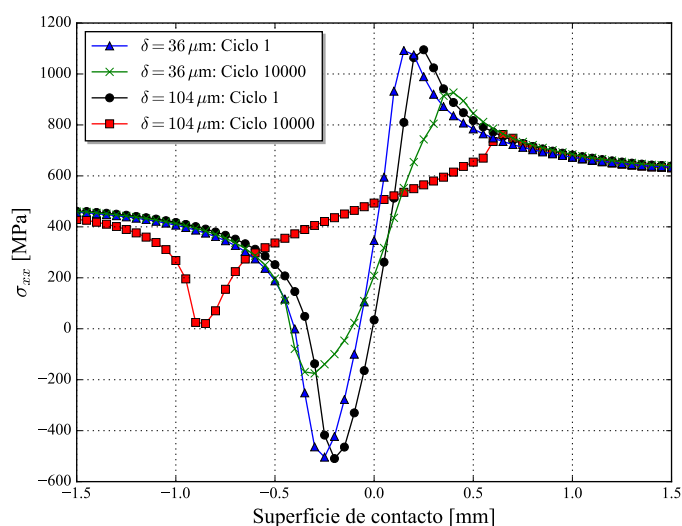


Figura 3.32: Evolución del componente del tensor de tensiones σ_{xx} para las simulaciones con amplitud de deslizamiento $36 \mu\text{m}$ (9A) y $104 \mu\text{m}$ (10A).

La evolución de los componentes del tensor de tensiones σ_{yy} y σ_{xy} es similar. Esto es debido a que en condiciones de deslizamiento total se tiene que cumplir la ley de Coulomb, es decir $F_R = \mu F_N$. En los dos casos, al principio de la simulación el punto de máxima tensión se encuentra en el centro del contacto. Sin embargo, en el caso de $\delta = 104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A), el punto de máxima tensión se mueve hacia el límite del contacto, en el lado contrario donde se aplica la carga axial. Esto puede deberse a que el desplazamiento real está en función del alargamiento de la probeta y del δ_{app} . En el ensayo 10A, para conseguir un $\delta = 104 \mu\text{m}$, el desplazamiento aplicado δ_{app} es menor que el alargamiento de la probeta en la zona de contacto. Por lo tanto, en el momento de máxima carga axial, la zona de

3.7. Estimación de vida en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*

contacto que soporta más tensión se ubica en la parte posterior de la huella de desgaste.

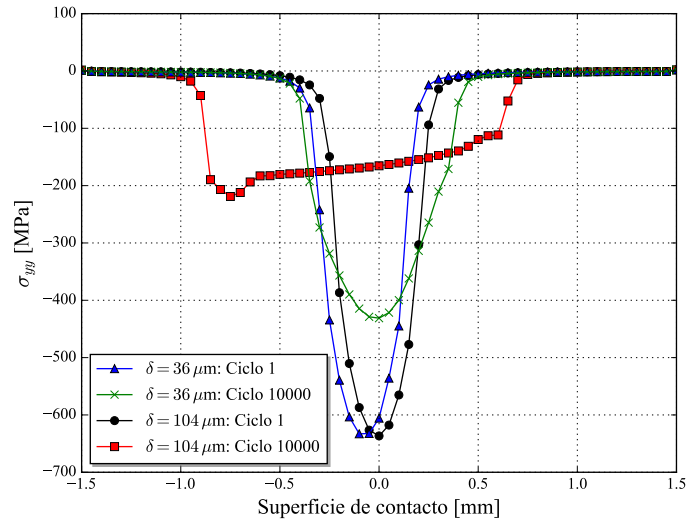


Figura 3.33: Evolución del componente del tensor de tensiones σ_{yy} para las simulaciones con amplitud de deslizamiento $36 \mu\text{m}$ (9A) y $104 \mu\text{m}$ (10A).

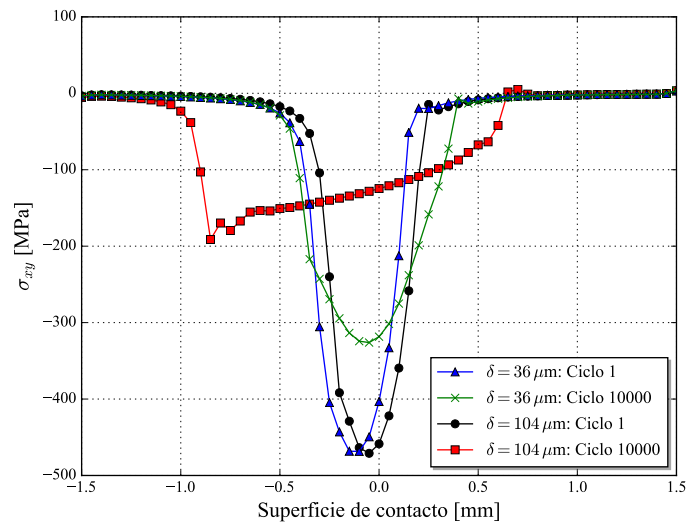


Figura 3.34: Evolución del componente del tensor de tensiones σ_{xy} para las simulaciones con amplitud de deslizamiento $36 \mu\text{m}$ (9A) y $104 \mu\text{m}$ (10A).

En las Figuras 3.35 y 3.36 se muestra la distribución de las componentes del

tensor de tensiones ordenadas por ensayo y ciclo. Se puede observar la multiaxialidad de tensiones en la superficie de contacto, es decir $\sigma_{ij} \neq 0$. Sin embargo, en la zona donde generalmente se forma la grieta, donde σ_{xx} alcanza el máximo valor, los valores de σ_{yy} y σ_{xy} tienden a 0. Por lo tanto, la única tensión existente en la zona de iniciación de grieta es la tensión paralela a la superficie de contacto. Este resultado puede indicar que la zona de iniciación de grieta pueda estar gobernada por tensiones uniaxiales. Esta misma conclusión es propuesta por Gandiolle *et al.* [99] que indican la existencia de tensiones uniaxiales en la zona de iniciación de grieta. Por ello, y con el fin de realizar ensayos de fatiga con multiaxialidad real, han desarrollado un nuevo banco de ensayos para desacoplar la dirección de desplazamiento de *fretting* y la dirección de la carga axial.

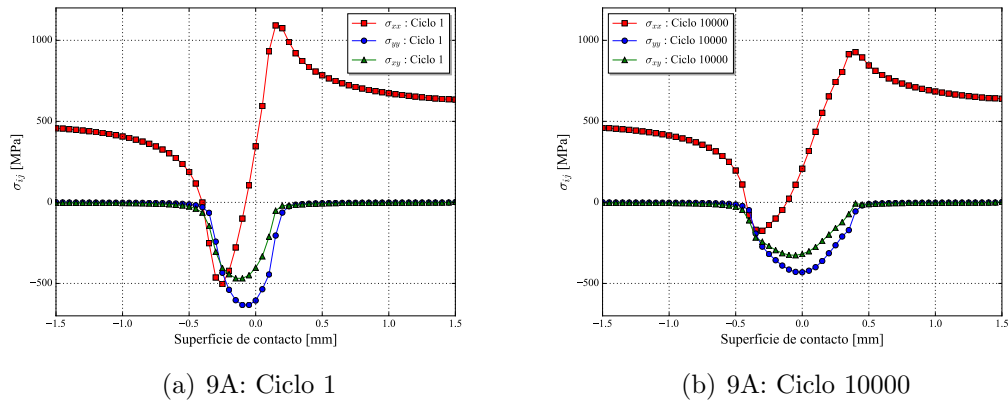


Figura 3.35: Evolución de los componentes del tensor de tensiones en diferentes ciclos de simulación con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A).

3.7.5.3. Evolución del daño en presencia de desgaste

En la Figura 3.37 se muestra la evolución del daño para los casos analizados, de manera conjunta con la estimación de inicio de grieta sin la simulación de desgaste. Según la regla de Miner, cuando el daño acumulado llega al valor de 1, se considera el momento de iniciación de grieta. Se observa que en los modelos sin desgaste, en las dos simulaciones el parámetro de Miner alcanza el valor de 1 y, por tanto, en las dos simulaciones se estima la iniciación de grieta. Sin embargo, en los modelos con desgaste, en la simulación 10A ($\delta = 104 \mu\text{m}$) no

3.7. Estimación de vida en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*

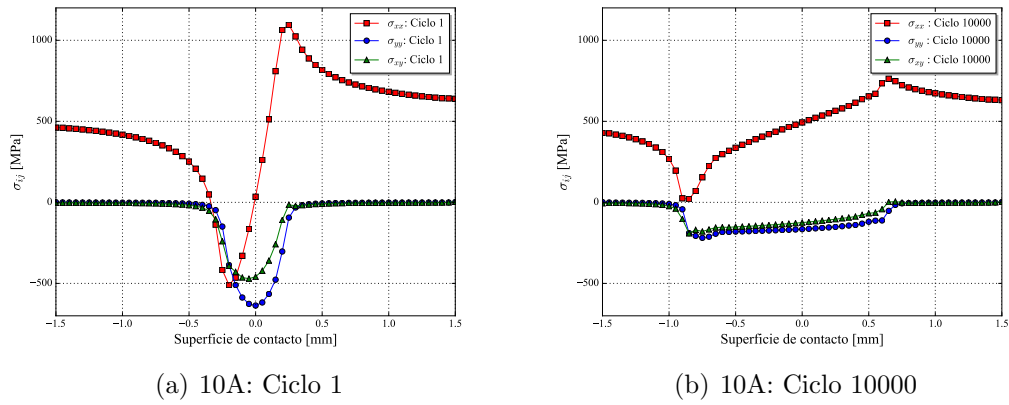


Figura 3.36: Evolución de los componentes del tensor de tensiones en diferentes ciclos de simulación con una amplitud de desplazamiento de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A).

llega a cumplirse la condiciones de iniciación de grieta. En el ciclo 3000 llega a un máximo de 0,2 en el parámetro de daño de Miner y se mantiene constante con una ligera pendiente descendente debido a la remoción del material más dañado. Este resultado es coherente con el resultado experimental ya que, como se ha mencionado antes, el ensayo 10A no ha llegado romperse.

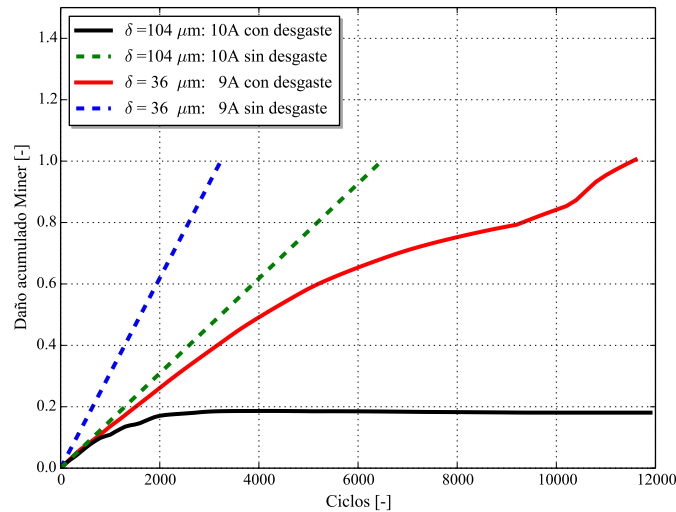


Figura 3.37: Daño acumulado de Miner de los ensayos con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A) y de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A).

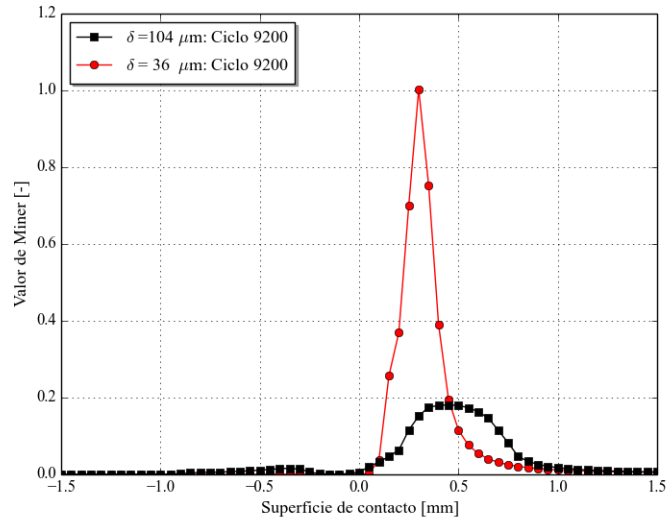


Figura 3.38: Daño acumulado de Miner en la superficie de contacto en los ensayos Daño acumulado de Miner de los ensayos con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A) y de $104 \mu\text{m}$ (ensayo 10A).

En el caso de la simulación 9A ($\delta = 36 \mu\text{m}$) con desgaste, se observa cómo la pendiente hasta el ciclo 9000 va disminuyendo lentamente. Posteriormente, la pendiente vuelve a aumentar ligeramente hasta que el parámetro de Miner llega al valor de 1 en el ciclo 11600. Este cambio se debe a que en la figura siempre se ilustra el elemento más dañado en cada instante. En la medida que va sucediendo el desgaste, y en consecuencia de la reducción del daño asociado en un elemento finito, entran en juego nuevos elementos con un mayor gradiente de daño.

Estos resultados muestran la importancia de la simulación de desgaste, y que en estos casos funciona como paliativo, aumentando la vida especialmente para los casos con mayores amplitudes de deslizamiento y, por tanto, mayor desgaste.

3.7.5.4. Evolución del FIT

En la Figura 3.39 se ilustra la evolución de los FIT para el ensayo con una amplitud de desplazamiento de $36 \mu\text{m}$ (ensayo 9A) en función del número de los ciclos. Como era de esperar, en la primera fase de propagación la velocidad de avance de fisura es lenta, debido al bajo valor del FIT. Posteriormente la velocidad de crecimiento aumenta hasta la rotura final. La tenacidad a la fractura (K_{IC}) del

3.7. Estimación de vida en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*

material empleado por Magaziner *et al.* (Ti-6Al-4V templado y envejecido), según la base de datos de materiales CES Edupack 2010 [96], está comprendido entre 82 y 100 MPa · √m. La solución numérica alcanza el valor $K_{IC} = 90 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$ aproximadamente en el ciclo 52000. Sin embargo, como se muestra en la Figura 3.39 la tensión de rotura σ_u de ésta aleación de titanio es alcanzada antes que la tenacidad a la fractura, con lo que se concluye que la fractura de la probeta sucede en el ciclo 49400 ciclos.

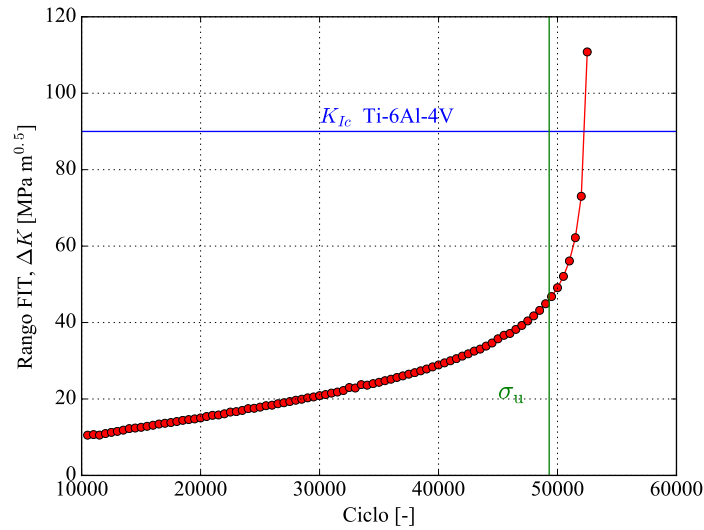


Figura 3.39: Evolución del FIT para la simulación con desplazamiento de 36 μm (ensayo 9A).

Finalmente, la Tabla 3.10 muestra la correlación experimental de los resultados numéricos. Como se puede observar, los resultados obtenidos mediante la estimación numérica son similares a los resultados experimentales.

Tabla 3.10: Correlación experimental de la simulación numérica.

Ensayo	Vida experimental	Estimación numérica (ciclos)
9A ($\delta = 36 \mu\text{m}$)	47833 ciclos	49400 ciclos
10A ($\delta = 104 \mu\text{m}$)	>1000000 ciclos	No generación de grieta

3.8. Conclusiones

En este capítulo se ha presentado una metodología numérica global de iniciación y propagación de grieta en un único modelo numérico 2D para fenómenos de *fretting* y fatiga por *fretting* en presencia de desgaste. Con la metodología presentada ha sido posible analizar diferentes criterios de orientación de grieta y la influencia de los fenómenos acoplados de desgaste y fatiga.

Por un lado, se han evaluado 3 criterios de orientación de avance de grieta en *fretting* en condiciones de deslizamiento parcial y se ha concluido que el criterio con mejor correlación experimental es el criterio del máximo rango efectivo de la tensión circunferencial o normal $(\Delta\sigma_{n,\text{eff}}(\theta))_{\text{máx}}$. Sin embargo, los resultados no son del todo satisfactorios, ya que la tendencia en la fase final de propagación es una orientación preferente hacia el exterior de la zona de contacto, lo cual no se observa en los ensayo experimentales. Una de las posibles razones por las que los resultados no sean del todos satisfactorios es la siguiente: los criterios analizados no tienen en cuenta el daño previamente acumulado, ya que analizan el estado tensional en el momento previo al paso de la grieta por esa zona. Por tanto, si durante el ensayo existe un cambio en la distribución de tensiones como consecuencia de la presencia de la grieta, los criterios por su naturaleza no son capaces de analizar el efecto combinado de estos cambios. Una posible alternativa, y línea futura para el estudio de diferentes periodos de tensiones, podría ser la implementación de un marco de acumulación de daño, como por ejemplo la regla de Miner en combinación con un parámetro multiaxial.

Por otro lado, se ha analizado la influencia del desgaste en la vida a fatiga. Se ha concluido que, para valores de la fuerza normal similares, un mayor deslizamiento genera un mayor desgaste. Se ha observado que el aumento progresivo de la superficie de contacto como consecuencia del desgaste reduce en mayor medida las tensiones generadas en la superficie, además de la eliminación del material dañado. En consecuencia, un mayor deslizamiento es beneficioso desde el punto de vista de vida a fatiga. Además, para las simulaciones realizadas, se ha observado que la zona más solicitada se encuentra en el límite del contacto, en el lado donde se aplica la carga alterna. Por tanto, debido al progresivo aumento de la superficie de contacto, la zona más solicitada se desplaza a medida que aumenta

3.8. Conclusiones

el tamaño de la huella de desgaste generada.

Se ha analizado la evolución de la amplitud de deslizamiento relativo en diferentes fases de la vida a fatiga. Por un lado, se ha visto que el desplazamiento aplicado y el deslizamiento relativo son diferentes: el desplazamiento es la suma del deslizamiento y la acomodación elástica del sistema. Por otro lado, se ha visto que según la longitud de la fisura, el deslizamiento a cada lado del labio de la grieta es diferente. A medida que avanza la grieta, el deslizamiento se reduce en el lado opuesto de la aplicación de la carga debido a la pérdida de rigidez de la muestra fatigada, mientras que el deslizamiento en el lado correspondiente a la aplicación de la carga axial aumenta considerablemente. Por lo tanto, una vez iniciada la grieta el área de contacto aumenta en mayor medida en el lado derecho que en el izquierdo, por lo que y al final del ensayo la grieta no se encuentra en el extremo del contacto.

Se ha observado que en la zona de iniciación de grieta la única componente del tensor de tensiones que no es 0 es la paralela a la superficie de contacto, σ_{xx} . Este resultado puede indicar que la zona de iniciación de grieta pueda estar gobernada por tensiones uniaxiales. Dado que las tensiones parecen ser uniaxiales se plantea si sería posible estimar los ciclos de iniciación de grieta haciendo uso de un análisis simple a partir de la curva de Whöler. Así mismo, si la iniciación de la grieta se encuentra gobernada por tensiones uniaxiales, podría ser una razón de que el parámetro multiaxial SWT estime mejor el ángulo de iniciación de grieta en comparación con el parámetro FS. Mientras que el parámetro SWT considera que la iniciación sucede en el plano donde el producto entre el máximo rango de la deformación axial y el máximo valor de la tensión axial es máximo, el parámetro FS considera que la iniciación de grieta sucede en el plano donde existe el máximo rango de la deformación tangente.

Se ha visto que desde el punto de vista numérico, el X-FEM simplifica algunos de los problemas asociados a la malla, pero introduce otros problemas que en muchos casos de la literatura no se destacan:

- El método X-FEM es independiente de la malla, siempre y cuando la malla sea suficientemente refinada como para reproducir la geometría de la grieta.
- Aunque el X-FEM independiente de la malla, en aplicaciones prácticas esta

ventaja pierde importancia ya que las integrales para obtener los FIT no lo son.

Para simular con garantías el desgaste, el salto de ciclo necesario debe ser relativamente pequeño. Por esta razón, el avance de grieta en este intervalo es excesivamente corto, por lo que la simulación de la orientación de grieta, en combinación con el desgaste tiene un coste computacional muy alto. Incluso para elementos muy pequeños del tamaño de $0,1\mu\text{m}$, ya que la malla no sería capaz de reproducir la geometría de la grieta.

Por lo tanto, se concluye que no es posible, con las herramientas actuales, llevar la metodología 2D presentada en este capítulo a una geometría 3D. En consecuencia, la metodología 3D debe ser, por ahora, más sencilla que la presentada en este capítulo.

Capítulo 4

Desarrollo del tribómetro PREVI mkI

4.1. Introducción

En el Capítulo 1 se ha definido el objetivo global de la tesis como el “*desarrollo de conocimiento científico-tecnológico sobre la simulación numérica de los mecanismos acoplados de desgaste y fatiga, presentes principalmente en problemas que combinan tanto fretting como fatiga*”. Dentro de ese objetivo global, se ha definido que un objetivo operativo es el “*análisis experimental de fatiga por fretting de hilos metálicos de reducido diámetro*”. Este análisis experimental está directamente ligado con el siguiente objetivo operativo que es el “*desarrollo de un modelo 3D combinado de desgaste y fatiga multiaxial para estimar la vida en fenómenos de fatiga por fretting en hilos metálicos*”. Por tanto, la razón del desarrollo del tribómetro en el marco de esta tesis, es el tener resultados experimentales que permitan validar el modelo 3D desarrollado.

Una característica que hace especial a este banco es la dimensión de los hilos de acero trefiladosa ensayar: el diámetro de los hilos metálicos es muy reducido (0,2-0,45 mm), con lo que las fuerzas a generar y capturar por los sensores son por lo general muy pequeñas. Además, uno de los retos más importantes es asegurarse de que el contacto se realiza de forma correcta, debido a que son contactos puntuales un pequeño cambio de posición puede conllevar a una evolución de tensiones y

momentos adicionales no deseada. El banco construido ha sido pensado para realizar tres tipos de ensayos diferentes:

- **Fatiga uniaxial** (Figura 4.1(a)): Este ensayo permite conocer la curva $S - N$ del material y obtener los términos de Basquin y Coffin-Manson utilizados en la simulación numérica.
- **Fretting** (Figura 4.1(b)): Este ensayo permite conocer el coeficiente de desgaste para la simulación de desgaste según la ley de Archard.
- **Fretting fatiga** (Figura 4.1(c)): Este ensayo permite la realización de ensayos acoplados de desgaste y fatiga para la validación del modelo numérico.

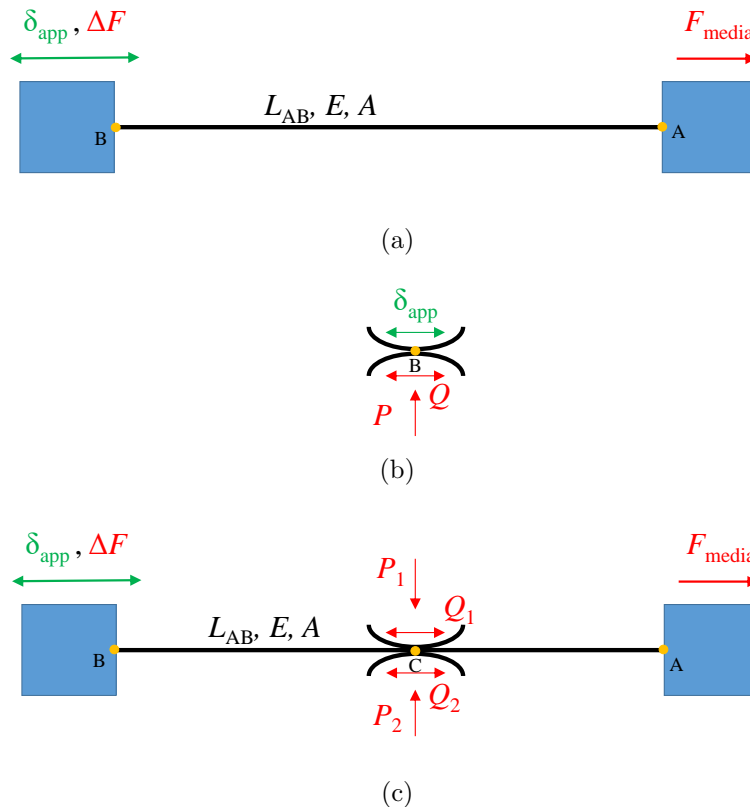


Figura 4.1: Tipos de ensayo realizados por el tribómetro PREVI mkI: (a) fatiga uniaxial; (b) *fretting*; (c) *fretting fatiga*.

4.2. Requerimientos del tribómetro

El capítulo comienza con el análisis de los requerimientos del tribómetro. A continuación, se analiza el diseño y las diferentes opciones barajadas para cada módulo fabricado. Posteriormente, se muestra la calibración de los diferentes módulos y se describen los ensayos de validación realizados. Finalmente, el capítulo cierra con las principales conclusiones.

4.2. Requerimientos del tribómetro

Los requerimientos definidos para el tribómetro a desarrollar son las que se indican en la Tabla 4.2.

Tabla 4.1: Requerimientos del tribómetro.

Fuerza axial	N	0-400
Fuerza de contacto	N	0-5
Fuerza de rozamiento	N	0-5
Desplazamiento <i>fretting</i>	μm	20-300
Ángulo de cruce	$^\circ$	0-90
Frecuencia de ensayo	Hz	1-5

Para la definición de las especificaciones del tribómetro se han considerado los criterios que se describen a continuación. En el caso de la fuerza axial se ha considerado inicialmente la resistencia teórica del hilo de mayor diámetro (0,45 mm) del cable tomado como referencia en esta tesis. La resistencia teórica mínima de este hilo es de 2800 MPa, lo que equivale a una fuerza axial de 445 N. Sin embargo, los ensayos de tracción realizados sobre este hilo (Figura 4.2) muestran que la resistencia a la tracción de las muestras de este tipo de hilos es aproximadamente de 3125 MPa, lo que equivale a una fuerza axial de 497 N. Teniendo en cuenta estos resultados, se ha decidido acotar el valor máximo especificado de la fuerza axial a 400 N. Además, el hilo de 0,45 mm es el de mayor diámetro dentro de los hilos que constituye el cable de referencia, por lo que es el más restrictivo a la hora de definir el valor máximo de la fuerza axial.

En cuanto a la fuerza de contacto, Urchegui [1] analizó un cable de pequeño diámetro similar al que se ha tomado como referencia en esta tesis. Para definir el orden de magnitud de las fuerzas de contacto, identificó que en los puntos

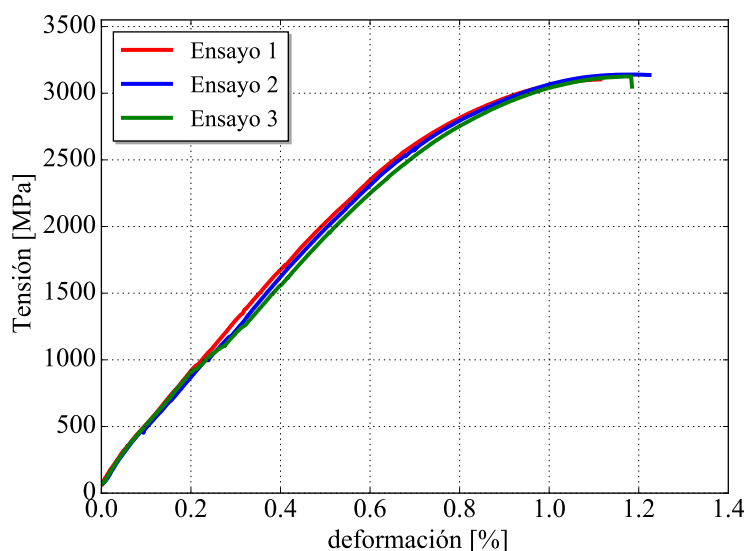


Figura 4.2: Ensayo de tracción sobre hilo de 0,45 mm.

de contacto entre hilos se producía plastificación, por lo que concluyó que las fuerzas de contacto deberían ser tales que produjesen una presión de contacto del orden del límite elástico del material. Si se considera Hertz, se obtiene que sería necesario una fuerza de contacto de 1-2 N para llegar a plastificar si el contacto fuese con un ángulo de cruce de 90° . Pero en el caso de un cable, el ángulo de cruce puede ser significativamente menor, de modo que para tener una presión de contacto que llegue a plastificar es necesario que la fuerza de contacto sea mayor de esos 1-2 N. Por otro lado, en los ensayos realizados por Cruzado *et al.* [42] con hilos de 0,45 mm de diámetro y con diferentes ángulos de cruce, la fuerza máxima sin que se produjesen roturas prematuras de hilos era de 3 N. Con toda esta información se ha decidido acotar el valor máximo de la fuerza de contacto a 5 N.

Para la definición de la fuerza de rozamiento se ha considerado los coeficientes de rozamiento típicos obtenidos en ensayos sobre hilos de acero trefilado. Por un lado, tanto Urchegui [1] como Cruzado *et al.* identificaron que el coeficiente de rozamiento entre hilos de acero es de $\sim 0,7$. Por otro lado, Zhang *et al.* [66] identificaron que para hilos trefilados de 1 mm de diámetro el coeficiente de rozamiento es de $\sim 0,6$. Por lo tanto, se ha decidido acotar el valor máximo de

4.2. Requerimientos del tribómetro

la fuerza de rozamiento a 5 N.

Para la definición de la amplitud de desplazamiento de *fretting*, se ha considerado cual es el alargamiento que se produce como consecuencia de la deformación del hilo en función de la distancia C (Figura 4.1(c)). Por lo tanto, se ha aprovechado la deformación elástica que experimental el hilo al aplicar una carga uniaxial para generar el desplazamiento de *fretting*. La distancia entre el amarre estático A , donde se encuentra uno de los extremos del hilo y la posición donde se realiza el contacto C , se define como la longitud de contacto de *fretting*. En la Figura 4.3 se muestra el alargamiento del hilo de 0,45 mm para diferentes rangos de fuerza en función de la longitud de contacto de *fretting*. El hilo de mayor longitud a ensayar se ha acotado a 300 mm, por lo que la longitud de contacto de *fretting* máximo es del mismo valor. Además, debido a las limitaciones de construcción, no es posible realizar el contacto en los primeros 35 mm de longitud. En la Figura 4.3 se observa que para un rango de fuerzas de 300 N el menor desplazamiento posible son 300 μm . Sin embargo, para una carga menor, por ejemplo 10 N, es posible realizar desplazamientos que oscilen de 10 a 90 μm . En consecuencia, se concluye que no es posible realizar todo el abanico de desplazamientos de *fretting* con cada uno de los rangos de fuerza.

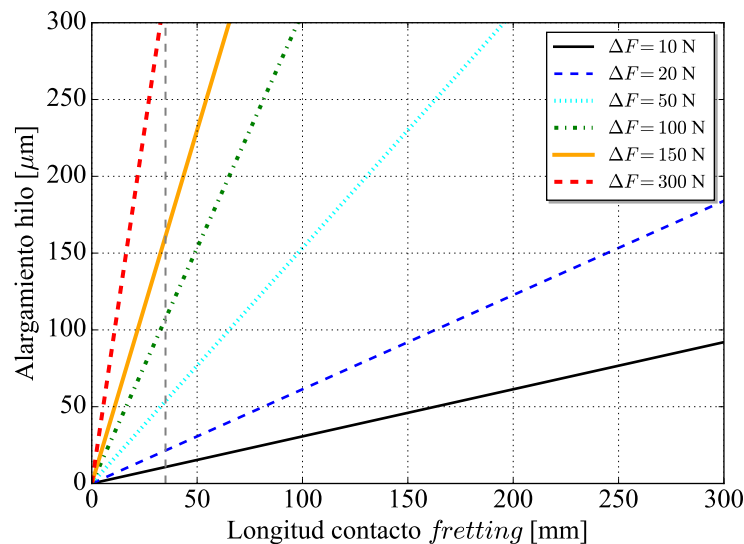


Figura 4.3: Longitud de contacto de *fretting* en función del alargamiento teórico del hilo de 0,45 mm de diámetro.

Uno de los aspectos más importantes de la construcción del cable es el ángulo de cruce entre hilos. En una configuración típica de cable los ángulo de cruce están comprendidos entre $5 - 45^\circ$. Sin embargo, en vez de limitar el tribómetro a $5-45^\circ$, se ha decidido extender el rango a $0-90^\circ$, dado que no introduce mayor complejidad al diseño y porque de ese modo se tiene un equipo más versátil para analizar diferentes condiciones de ensayo que puedan tener su aplicación para otros componentes más allá de los cables.

Por último, se define la frecuencia de los ensayos. Por un lado, tanto Urchegui [1] como Cruzado [4] realizaron los ensayos de *fretting wear* a una frecuencia de 10 Hz. Por otro lado, los ensayos combinados de desgaste y fatiga por *fretting* realizados por Jin y Mall [36], tomados como referencia en el análisis de la influencia del desgaste en la vida a fatiga en la sección 3.7.5.4, se realizaron a 2 Hz. Por último, los ensayos realizados por Vázquez [73] de fatiga por *fretting* en deslizamiento parcial, fueron a 10 Hz. Se ha decidido acotar el valor de la frecuencia a un máximo de 5 Hz, un valor intermedio entre los 2 Hz de los ensayos de Jin y Mall y los 10 de Vázquez, Cruzado y Urchegui.

4.3. Diseño del tribómetro PREVI mkI

La Figura 4.4 muestra el diseño final del tribómetro PREVI mkI configurado para un ensayo de fatiga por *fretting*. El tribómetro está constituido por 3 módulos principales; el módulo de reducción de desplazamiento, que sirve para reducir entre 1 y 2 órdenes de magnitud el desplazamiento alternativo generado en la excéntrica, el módulo de contacto, que sirve para aplicar la fuerza de contacto entre la muestra fatigada y el indentador y el módulo de tensión media, que sirve para ejercer la tensión media a la muestra sometida a esfuerzos uniaxiales de fatiga.

Tal como se ha mencionado en la introducción del capítulo, una característica que hace especial a este banco es la dimensión de los hilos de acero trefilados en frío a ensayar y la dificultad que conlleva aplicar y medir fuerzas y desplazamientos de muy bajo orden. Los principales retos del desarrollo del banco se mencionan a continuación:

4.3. Diseño del tribómetro PREVI mkI

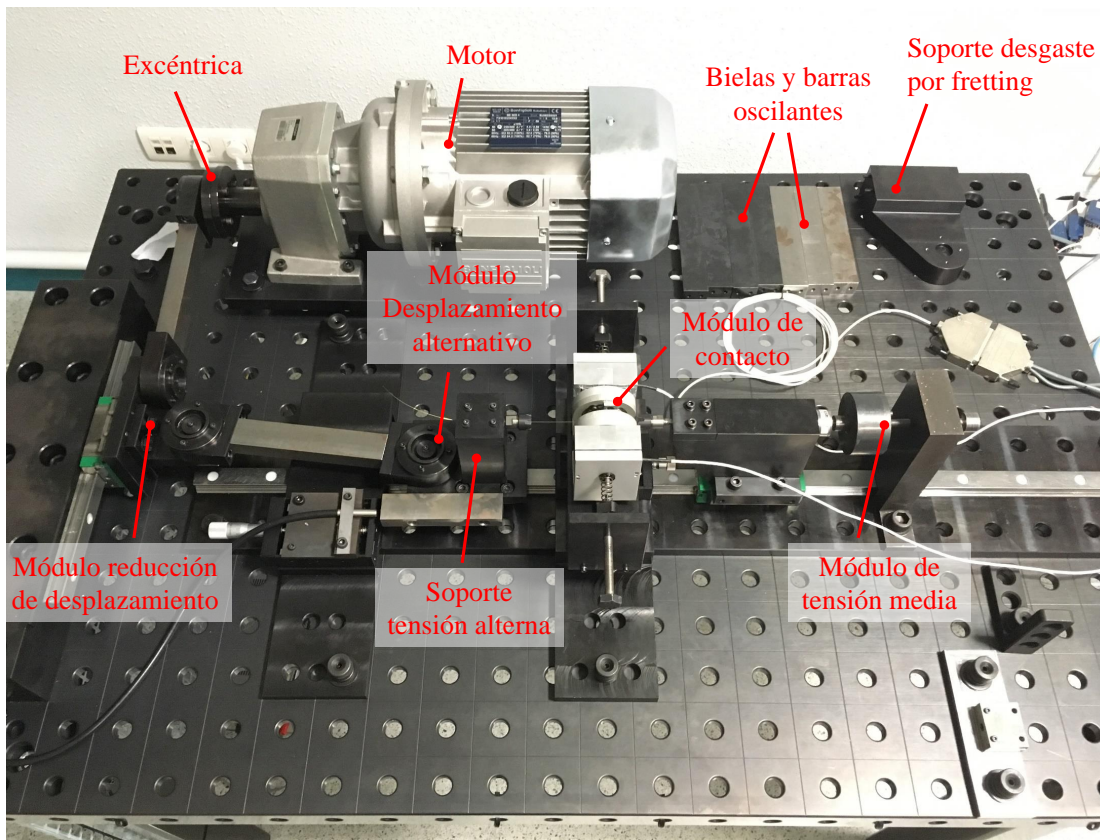


Figura 4.4: Tribómetro PREVI mkI en la configuración de un ensayo de desgaste y fatiga por *fretting*.

- La elaboración de un prototipo capaz de realizar 3 ensayos distintos: fatiga uniaxial, *fretting* y fatiga por *fretting*.
- Ser capaz de generar y medir desplazamientos alternativos de muy corta amplitud(20-300 μm).
- Ser capaz de aplicar y medir fuerzas de contacto y rozamiento muy bajas (0-5 N).

Los apartados que vienen a continuación describen los diferentes diseños analizados en la bibliografía y la solución final adoptada para los diferentes módulos, a partir de los requerimientos definidos en la sección 4.2.

4.3.1. Módulo de desplazamiento alternativo

El principal objetivo de este mecanismo es generar un desplazamiento de reducida amplitud (20-300 μm) para generar el fenómeno de *fretting*. Sin embargo, teniendo en cuenta que para la realización de los ensayos combinados de desgaste y fatiga por *fretting* es necesario definir el desplazamiento, en el tribómetro desarrollado se ha optado por realizar el control de mecanismo también por desplazamiento.

En la revisión bibliográfica (apartado 2.7.2) se han descrito distintos tipos de actuadores para realizar el movimiento alternativo. En el tribómetro desarrollado se ha optado por un actuador electromecánico ya que cumple con todos los requerimientos necesarios y además, constituye una solución más sencilla de utilizar y manipular, a un coste relativamente económico y de fácil reparación en caso de avería.

En las siguientes secciones se analizan en primer lugar dos mecanismos de reducción de desplazamiento descritos en la bibliografía y en segundo lugar, se describe la solución adoptada y el diseño de ésta.

En el caso de los mecanismos descritos en la bibliografía se analiza por un lado, el desarrollado por Klaffke [100], ubicado en el *Federal Institute for Materials Research and Testing* (BAM) en Berlín. Por otro lado, el tribómetro desarrollado por Ramesh y Gnanamoorthy [62], ubicado en el *Indian Institute of Technology Madras* en Chennai.

4.3.1.1. Análisis de soluciones descritas en bibliografía

En primer lugar se analiza el mecanismo del tribómetro de *fretting* de Klaffke [100], el cual se muestra en la Figura 4.5. En este tribómetro la conversión de movimiento rotatorio a lineal se realiza mediante un mecanismo de biela-manivela, en este caso una excéntrica conectada a un motor. A su vez, la excéntrica está unida al extremo de un plato rotatorio con una articulación en el centro. Por lo tanto, el desplazamiento generado a lo largo del radio es

$$\delta = \frac{r}{R} \delta x_0, \quad (4.1)$$

4.3. Diseño del tribómetro PREVI mkI

donde δ es la amplitud de desplazamiento de *fretting*, r es la distancia del tribo-contacto a la articulación, R es el radio del plato y δx_0 es dos veces la excéntrica.

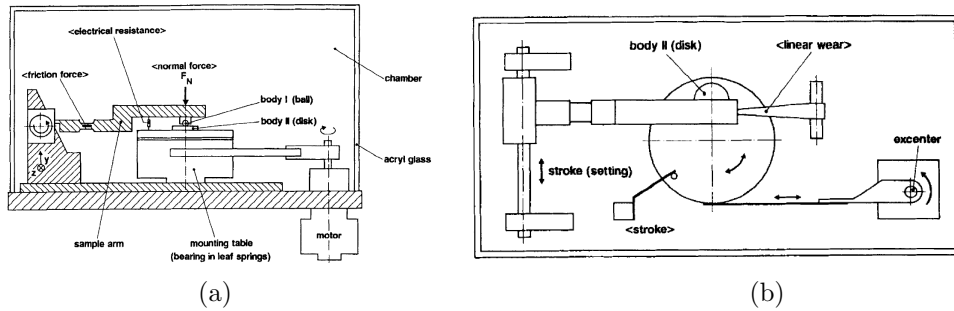


Figura 4.5: Esquema del tribómetro de Klaffke: (a) alzado; (b) planta [100].

Con el fin de analizar la utilidad de este mecanismo para el tribómetro a desarrollar en esta tesis, en la Figura 4.6 se muestra el desplazamiento de *fretting* en función de la distancia del tribo-contacto a la articulación, para 4 excentricidades diferentes y un radio de plato $R = 200$ mm. En esta figura se observa que con diferentes excentricidades se abarca el rango de desplazamiento definido (0-300 μm).

Un posible inconveniente sería que el movimiento del plato tuviese una componente vertical importante, ya que el movimiento es rotatorio. Se ha verificado que el desplazamiento vertical es menor que 1 μm para la excéntrica de 1 mm y $r = 200$ mm, con lo que la contribución del desplazamiento vertical se considera despreciable, por lo que a priori, no sería un inconveniente para el tribómetro a desarrollar.

En el caso de que se considere realizar un ensayo de fatiga por *fretting* como el de la Figura 4.1(c), el desplazamiento del plato se emplearía para ejercer los esfuerzos axiales de fatiga, es decir, el desplazamiento aplicado δ_{app} del punto B. Por lo tanto, para modificar el δ_{app} que cambie el rango de la fuerza alterna, el módulo debe moverse en el eje perpendicular al movimiento de *fretting*. En consecuencia, el mecanismo que ejerce la carga media y módulo el que aplique el contacto deben moverse también en el eje perpendicular al desplazamiento δ_{app} . Además, en el caso de que se quiera realizar ensayos con diferentes longitudes de hilo o se quiera modificar el punto de contacto C, es decir, la longitud de contacto

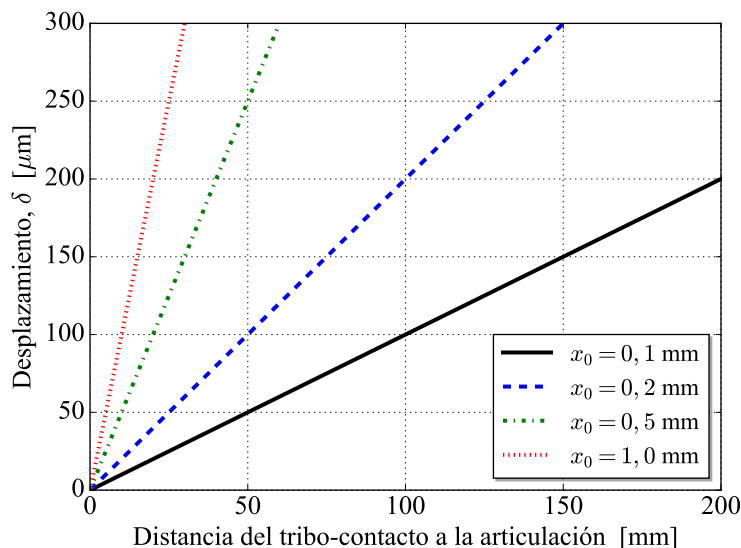


Figura 4.6: Desplazamiento de *fretting* del tribómetro de Klaffke.

de *fretting* que define la amplitud de desplazamiento en el contacto, el diseño debe permitir también la modificación en el eje del movimiento. Este hecho constituye un inconveniente para el tribómetro a desarrollar, ya que un diseño que permita el ajuste en 2 ejes a la vez complica el posicionamiento y el alineamiento de los hilos metálicos de reducido diámetro.

A continuación se analiza el mecanismo del tribómetro de *fretting* de Ramesh y Gnanamoorthy [62], cuyo esquema se muestra en la Figura 4.7. En este caso, la conversión de movimiento rotatorio a lineal se realiza mediante el mecanismo de yugo escocés, una unidad de excéntrica variable (14) conectada a un patín (2) mediante una biela (17). A su vez, el patín (2) está conectado a una barra oscilante (6) para realizar la reducción de desplazamiento.

Esta disminución de movimiento es dependiente del ángulo de oscilación de la barra (6), es decir, de la altura inicial (h_{inicial}) de la barra oscilante respecto a la horizontal y la longitud de la barra (L_{bo}), tal como se muestra en la Figura 4.8.

El desplazamiento δ se obtiene mediante las ecuaciones trigonométricas correspondientes a la posición inicial y final, tal que

$$\delta = \sqrt{L_{\text{bo}}^2 - h_{\text{inicial}}^2} - \sqrt{L_{\text{bo}}^2 - (h_{\text{inicial}} + \delta x_0)^2}, \quad \forall h_{\text{inicial}} \geq 0. \quad (4.2)$$

4.3. Diseño del tribómetro PREVI mkl

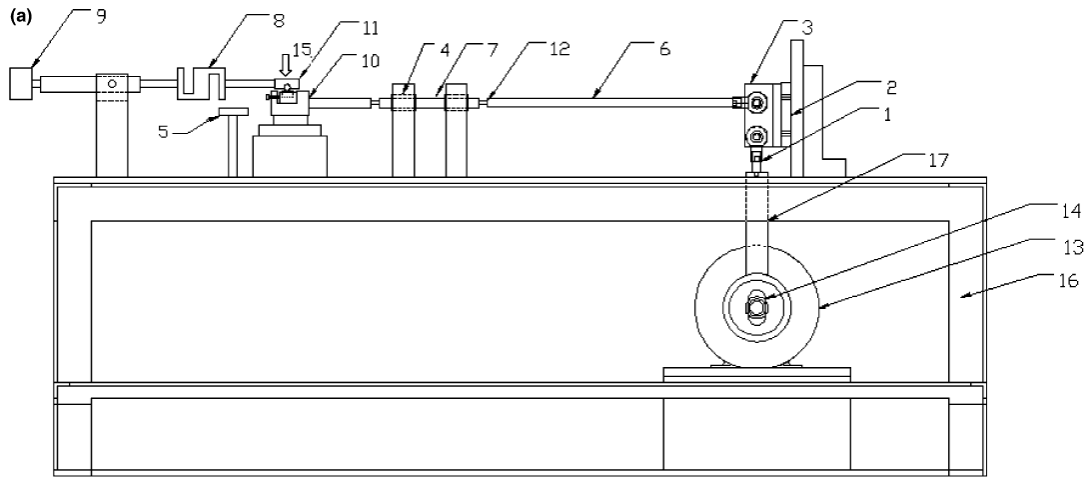


Figura 4.7: Esquema del tribómetro de Ramesh y Gnanamoorthy [62].

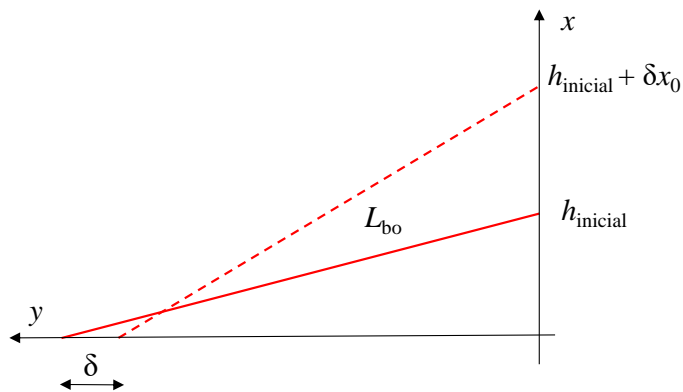


Figura 4.8: Esquema del mecanismo de reducción de Ramesh y Gnanamoorthy.

En este caso, a diferencia del tribómetro de Klaffke (Figura 4.5), la modificación del desplazamiento δ_{app} para la realización de ensayos de fatiga por *fretting* requiere el reajuste solamente en un eje de los diferentes módulos, con lo que supone una ventaja respecto al tribómetro de Klaffke.

A continuación se describe la influencia de la altura inicial $h_{inicial}$ y de la longitud de la barra oscilante L_{bo} en la reducción del desplazamiento.

La Figura 4.9(a) muestra la influencia de la altura inicial $h_{inicial}$ en el desplazamiento δ para una longitud de barra oscilante $L_{bo} = 200$ mm y 4 excéntricas diferentes. Se debe destacar que, aunque la ecuación 4.2 no es de primer orden

la respuesta es prácticamente lineal ya que $L_{bo} \gg h_{inicial}, \delta x_0$. En la figura se puede observar que cuanto mayor es la altura inicial, menor es la reducción del desplazamiento δ . Como conclusión se puede ver que una combinación de diferentes excentricidades y $h_{inicial}$ se cubre todo el espectro de desplazamientos definido para generar el *fretting* (0-300 μm).

En la Figura 4.9(b) se muestra la influencia de la longitud de la barra oscilante L_{bo} en el desplazamiento δ , para una altura inicial $h_{inicial} = 0$ mm y 4 excentricidades diferentes. Se observa que cuanto mayor es la L_{bo} menor es el desplazamiento δ . Se ilustra que la influencia no es lineal; para una excéntrica $x_0 = 0,5$ mm en los primeros 20 mm, el desplazamiento decae rápidamente mientras que a partir de 50 mm, el desplazamiento se mantiene casi constante. En la medida que aumenta la excentricidad, el efecto es menos acusado, pero la tendencia es la misma. Teniendo en cuenta las limitaciones de construcción, donde la longitud mínima de $L_{bo} \approx 150$ mm, se puede considerar que la resolución es muy buena para un ajuste secundario del desplazamiento δ . Por ejemplo, modificando la longitud de la barra oscilante en 1 mm, se consigue una resolución de $\delta < 0,5 \mu\text{m}$ para $x_0 \leq 2$ mm.

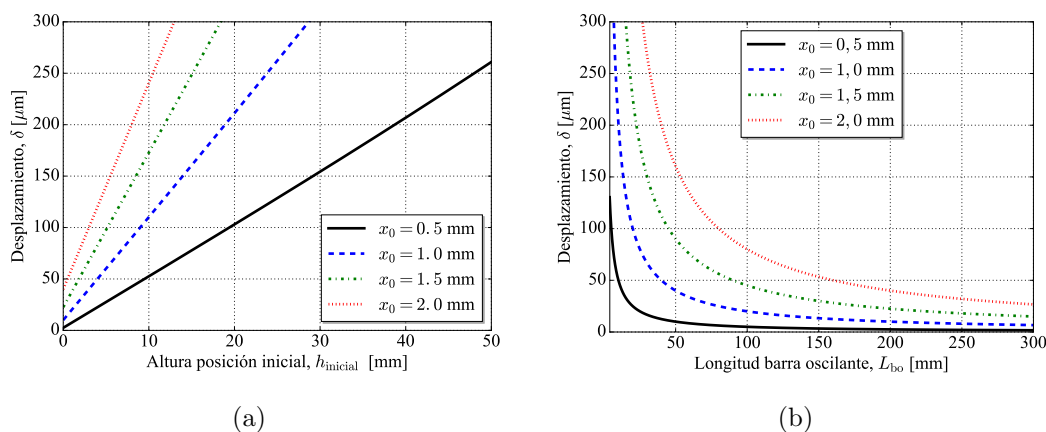


Figura 4.9: Análisis del mecanismo de reducción de desplazamiento de Ramesh y Gnanamoorthy : (a) influencia de la $h_{inicial}$ para una $L_{bo} = 200$ mm; (b) influencia de la L_{bo} para una $h_{inicial} = 0$ mm.

4.3.1.2. Solución desarrollada en el tribómetro PREVI mkI

Tras el análisis realizado en el apartado anterior de los dos mecanismos de reducción de desplazamiento para generar el *fretting*. Finalmente, se ha seleccionado el mecanismo de Ramesh y Gnanamoorthy [62] por las siguientes razones:

- La modificación del desplazamiento solamente requiere el reajuste en un eje en vez de en dos, simplificando el diseño mecánico.
- Modificando la longitud de la barra oscilante, se consigue un ajuste adicional del desplazamiento.

Como se ha comentado anteriormente, esta solución está formada por un motor, una unidad de excéntrica variable, una biela, una barra oscilante y un patín (Figura 4.7). La implementación de esta solución se ha realizado de la siguiente manera. Los diferentes componentes y piezas del tribómetro se han montado en una mesa de soldadura, que está formada por agujeros calibrados y ofrecen una gran modularidad en el montaje de los componentes, facilitando el diseño de los mismos.

La solución adoptada para la excéntrica del mecanismo de reducción del desplazamiento es diferente a la solución del yugo escocés adoptada por Ramesh y Gnanamoorthy [62]. La solución mecánica para las diferentes excentricidades del tribómetro desarrollado se muestra en la Figura 4.10. El diseño se basa en dos discos donde el centro de los mismos está ligeramente desplazado. Modificando la desalineación de los centros se consiguen diferentes excentricidades. Uno de los discos (Figura) va unido solidariamente al eje de salida del motor, mientras que el otro se une al extremo de la biela. La solución adoptada está limitada a 4 excentricidades diferentes que oscilan entre 0,5-2,0 mm.

En cuanto al diseño de la biela y la barra oscilante (Figura 4.11(a)) se ha decidido que la solución mecánica sea la misma. De esta manera, existe la posibilidad de un intercambio entre ellas aumentando el abanico de rango de desplazamientos posibles. El diseño de la biela y la barra oscilante consiste en dos articulaciones con un rodamiento rígido a bolas en cada una. Mediante una barra prismática se unen las dos articulaciones con dos acoples atornillados. De esta manera, con

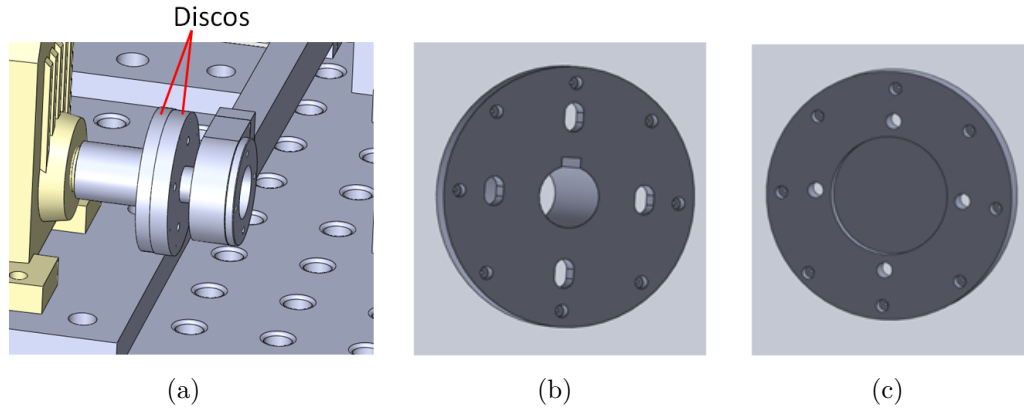


Figura 4.10: Diseño de la excéntrica: (a) montaje; (b) disco unido al eje del motor; (c) disco unido a la biela.

10 barras prismáticas intercambiables (longitud entre 140 y 180 mm) y 4 excéntricas (entre 0,5 y 2 mm) se consiguen 324 desplazamientos diferentes (entre 20-300 μm). La Figura 4.11(b) muestra el montaje donde se unen la biela y la barra oscilante sobre el patín guiado. El eje de la articulación de la biela se sitúa ajustado directamente a la base del patín, mientras que el eje de la articulación de la barra oscilante se ajusta en otra pieza con forma de T, la cual se sitúa en la base del patín. La figura 4.11(c) muestra el montaje donde se realiza el desplazamiento de *fretting*. Al igual que en la unión de la biela y barra oscilante, todo el montaje va unido a la base de un segundo patín guiado. La medición del desplazamiento se realiza en este segundo patín. Para ello, se ha empleado un sensor de fibra óptica PHILTEC RC90. Este sensor es capaz de medir el desplazamiento con un error en la precisión menor que 1 μm .

Según el tipo de ensayo a realizar el soporte que va montado en el patín es diferente. La Figura 4.12 muestra los soportes empleados en los ensayos de fatiga por *fretting* (4.12(a)) y *fretting* (4.12(b)). Mientras que el primer soporte sirve para amarrar el hilo al que se le aplica la carga alterna de fatiga, el segundo soporte sirve para amarrar el hilo donde se realiza el desplazamiento de *fretting*.

Finalmente, el diseño de los soportes ha sido optimizado mediante simulación numérica, para minimizar el cabeceo del soporte bajo efectos dinámicos del ensayo.

4.3. Diseño del tribómetro PREVI mkI

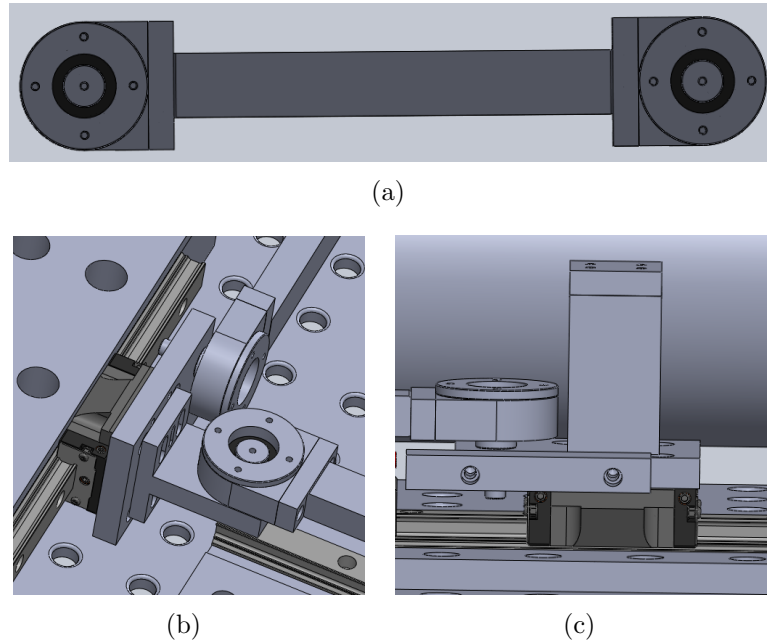


Figura 4.11: Diseño del mecanismo de reducción de desplazamiento: (a) diseño de la biela y barra oscilante; (b) unión entre la biela y la barra oscilante; (c) unión entre la barra oscilante y el patín de desplazamiento de *fretting*.

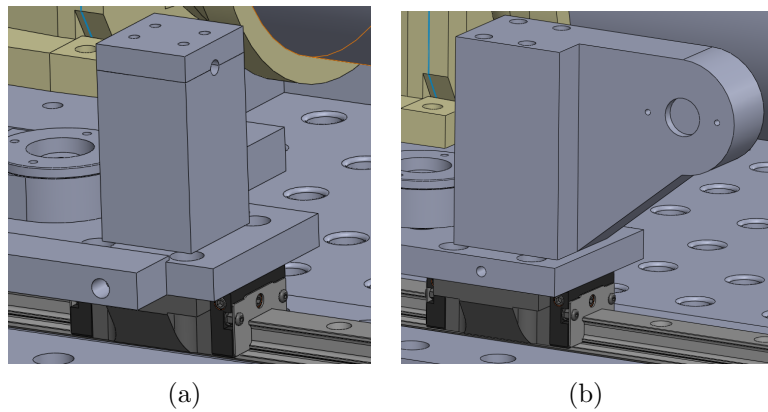


Figura 4.12: Soporte de amarre del hilo: (a) ensayo de fatiga por *fretting*; (b) ensayo de *fretting*.

4.3.2. Módulo de contacto

El principal objetivo de este mecanismo es ejercer la fuerza de contacto necesaria para generar fenómenos de *fretting*. En la revisión bibliográfica 2.7 se han

descrito varias opciones para aplicar la fuerza de contacto, como el peso muerto, los actuadores lineales o una combinación entre un tornillo y un muelle. En el tribómetro desarrollado se ha optado por una combinación entre un tornillo y un muelle. En esta sección se revisan los principales mecanismos para aplicar el contacto, analizando los inconvenientes que pueden tener las diferentes soluciones. Posteriormente, se describe el módulo de contacto desarrollado.

4.3.2.1. Análisis de soluciones descritas en bibliografía

Tal como se ha mencionado anteriormente, en la revisión bibliográfica 2.7 se han descrito varias opciones para aplicar la fuerza de contacto como el peso muerto, los actuadores lineales o una combinación entre un tornillo y un muelle. Cualquiera de esas opciones puede ser una buena solución en un ensayo de *fretting*, ya que este tipo de ensayos solamente existe un contacto. Sin embargo, en los ensayos de *fretting* fatiga es necesario realizar dos contactos, uno a cada lado simétricos respecto a la dirección de aplicación de la carga axial para que no se generen esfuerzos de flexión no deseadas. En este caso, una solución mediante peso muerto como el de Wang *et al.* [82] puede no ser recomendable debido a la inexistente simetría en los dos contactos. Sin embargo, una posible modificación con doble peso muerto, uno en cada lado del contacto puede mantener la simetría. De todas formas, el peso muerto por su naturaleza tiene inherentes ciertos inconvenientes que se indican a continuación:

- La consideración de una fuerza de contacto constante. Por lo general, la hipótesis no es correcta aunque en situaciones donde la variación es suave puede tomarse como válida.
- El peso muerto produce condiciones de contacto más severas que los sistemas amortiguados, por ejemplo, los muelles. Esto se debe a que los efectos dinámicos pueden producir cargas de choque introduciendo vibraciones parásitas.

La solución utilizada por Wittkowsky *et al.* [71] que combina un tornillo y muelle con un sensor resuelve estos problemas. Por un lado, tal como se ha mencionado anteriormente el muelle es un sistema amortiguado con lo que minimiza

4.3. Diseño del tribómetro PREVI mkI

el efecto de cargas de choque. Por otro lado, al monitorizar en todo momento la fuerza de contacto, no es necesario realizar la hipótesis de fuerza de contacto constante. Así, con un tornillo de paso fino y una serie de muelles de baja rigidez es posible tener suficiente resolución para el rango de fuerzas deseado. Por ejemplo, con un tornillo $M8 \times 0,5$ y un muelle de constante elástica de $0,2 \text{ N/mm}$ cada giro equivale a $0,1 \text{ N}$ de fuerza de contacto.

Uno de los problemas asociados a fuerzas de contacto tan pequeñas como las definidas ($0\text{-}5 \text{ N}$) es la correcta medición de la fuerza de rozamiento. Generalmente, los sensores de fuerza de contacto y rozamiento están desacoplados [82] [73] y cualquier tipo de articulación o sistemas de sujeción pueden influir en la medición de fuerzas tan pequeñas. Recientemente, la casa de sensores Interface Inc. han sacado al mercado una gama de sensores multiaxiales capaces de medir las fuerzas actuantes en 3 ejes. El rango de medida de uno de estos sensores multiaxiales es de $0\text{-}20 \text{ N}$ en cada eje y en cada dirección. Con este tipo de sensor es posible medir directamente la fuerza de contacto y rozamiento sin ningún tipo de articulación adicional que pueda influir en la medición.

En cuanto al amarre de hilos, se ha tomado como referencia el diseño de Urchegui [1] mostrado en la Figura 4.13 para el tribómetro de Klaffke [100]. Con este diseño se asegura la correcta fijación del hilo y se evita cualquier movimiento no deseado. En estos amarres, el hilo curvado presenta una forma de toroide siendo el radio de curvatura del soporte sobre el que se apoya considerablemente mayor que el diámetro del hilo. Por lo tanto, el contacto puede considerarse como una configuración de *cilindros cruzados*. Además, el amarre superior presenta un agujero circular que permite fijar dicho amarre en diferentes posiciones para realizar ensayos a distintos ángulos de cruce entre 15° y 90° .

4.3.2.2. Solución desarrollada en el tribómetro PREVI mkI

En la Figura 4.14 se ilustra el módulo de contacto desarrollado. El diseño se basa en dos soportes (1) simétricos que sujetan los hilos con los que se aplica el contacto. Estos soportes van sujetos a un sensor multiaxial (2), montados sobre patines (3) en la misma guía de forma que se asegura la alineación. Se ha seleccionado la solución de Wittkowsky *et al.* [71] para ejercer la fuerza de contacto, de

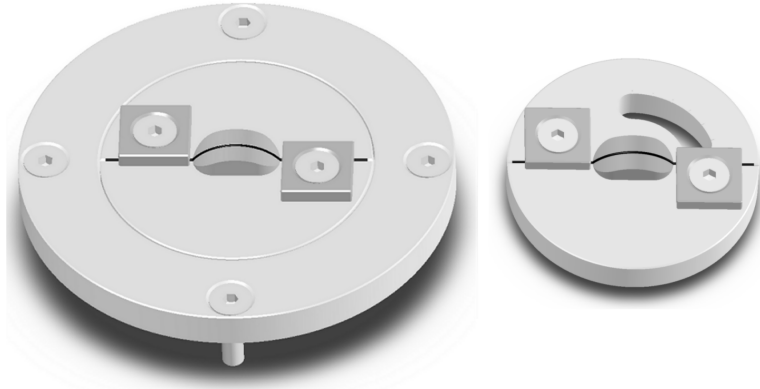


Figura 4.13: Amarre de hilos metálicos desarrollado por Urchegui [1].

esta manera, mediante una combinación de un tornillo de paso fino (4) $M8 \times 0,5$ y una gama de muelles de baja constante elástica ($0,1 - 2,0 \text{ N/mm}$), se consigue aplicar la fuerza de contacto con suficiente precisión por encima de $0,2 \text{ N}$.

Los soportes que sujetan los hilos para realizar el contacto (1) se basan en dos discos (Figura 4.15) con alojamiento circular para su alineación, tal como en la solución de Urchegui [1]. La base se une al sensor mediante tornillos, y el segundo, permite orientar el hilo de forma que se modifica el ángulo de cruce de 0° a 90° cada 5° .

Todas las partes descritas anteriormente van montados sobre un posicionador lineal o *stage* (6). El recorrido del *stage* es de 25 mm con una sensibilidad de $2 \mu\text{m}$ para asegurar un correcto posicionamiento. Además, este posicionador tiene un bloqueador para evitar movimientos no deseados. Finalmente, el *stage* lineal va unido a una plataforma (7) con agujeros calibrados cada $12,5 \text{ mm}$. De esta forma, con el recorrido de la mesa lineal y los agujeros calibrados, se consigue realizar el contacto en cualquier punto de del hilo fatigado.

La configuración del módulo de contacto varía en función del tipo de ensayo a realizar. En el caso de los ensayos de *fretting* (Figura 4.16) uno de los soportes permanece fijo durante el ensayo y unido a un sensor triaxial para la medida de la fuerza de contacto P y la fuerza de rozamiento Q ; mientras que el otro soporte es fijado al patín que va unido a la barra oscilante para aplicar el desplazamiento de *fretting* δ . Sin embargo, en el caso de los ensayos de fatiga por *fretting* (Figura

4.3. Diseño del tribómetro PREVI mkl

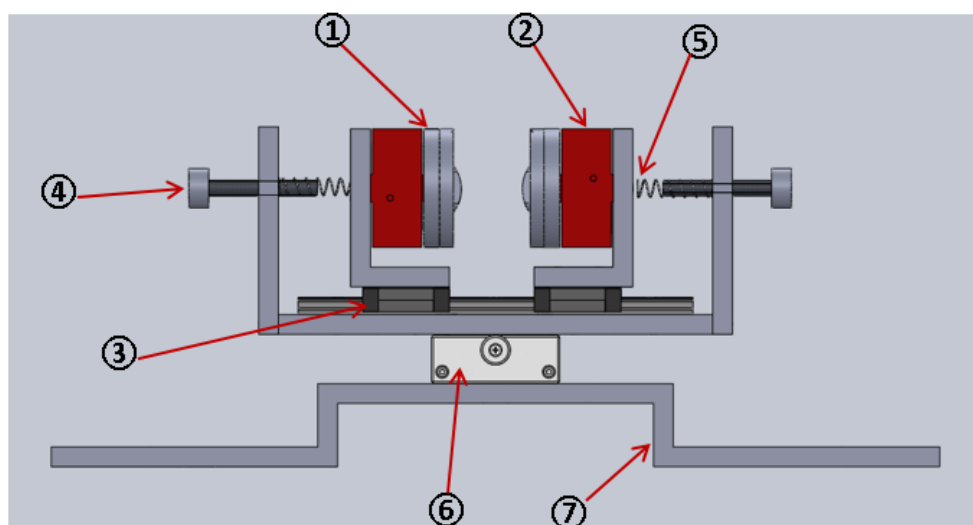


Figura 4.14: Módulo de contacto.

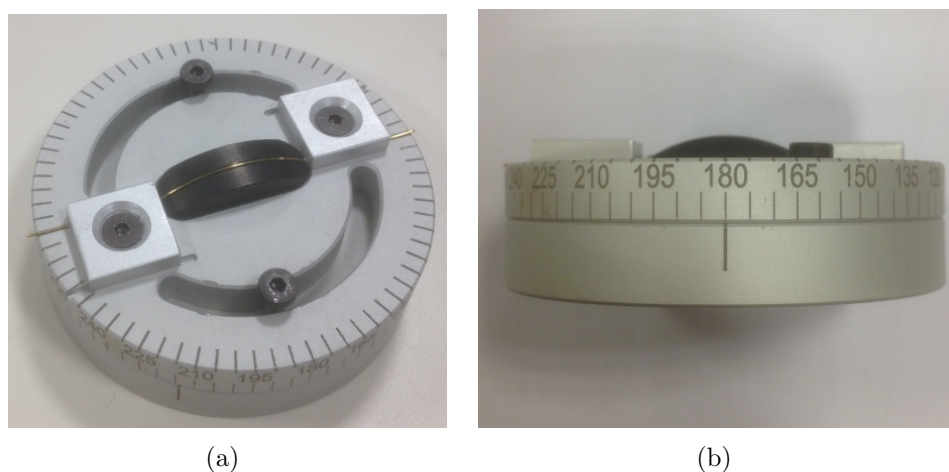


Figura 4.15: Soporte del hilo de contacto: (a) detalle del montaje del hilo; (b) detalle del ángulo de cruce.

4.16(b)) los dos soportes de los hilos permanecen fijos durante el ensayo y unidos cada uno de ellos a un sensor triaxial para la medida de la fuerza de contacto P y la fuerza de rozamiento Q , mientras que el desplazamiento de *fretting* δ es generado por la deformación elástica del hilo centrar al aplicarle la carga axial alterna ΔF .

De cara a establecer las tolerancias de fabricación y verificar si la consideración de *cilindros cruzados* es aceptable se han realizado una serie de simulaciones

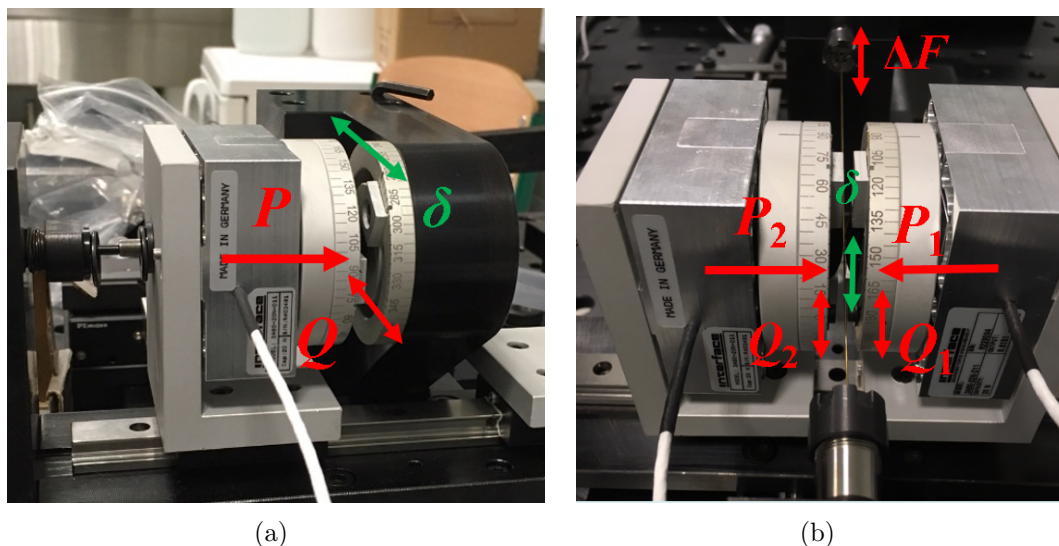


Figura 4.16: Diferentes configuraciones de contacto en PREVI mkI: (a) contacto en *fretting*; (b) contacto en *fretting* fatiga.

mediante elementos finitos para ver el efecto del desalineamiento en las tensiones del contacto. En la Figura 4.17 se muestran la zona de contacto de los 3 casos analizados. La Figura 4.17(a) representa el contacto sin error de alineamiento, mientras que las figuras 4.17(b) y 4.17(c) son los contactos con un desalineamiento de $100 \mu\text{m}$ y $200 \mu\text{m}$ respectivamente. El contacto se realiza entre un hilo recto, que representa el alambre sometido a cargas axiales alternas, y un hilo con radio de curvatura de 20 mm , con un ángulo de cruce de 90° y 1 N de fuerza de contacto.

Los resultados de las tres simulaciones se muestran en la Tabla 2.8. Se deduce que el error de alineamiento tiene una influencia despreciable en el resultado de la presión máxima $p_{\text{máx}}$. Este análisis confirma la hipótesis realizada por Urchegui [1], y puede considerarse que se tiene una configuración de cilindros cruzados, debido a que el radio de curvatura es mucho mayor que el diámetro del hilo.

4.4. Módulo de tensión media

Tal como se ha descrito en la sección 4.3.1, los ensayos de fatiga por *fretting* se realizan en control por desplazamiento. Por un lado, mediante el módulo de desplazamiento se controla el rango de tensiones. Por otro lado, mediante el módulo

4.4. Módulo de tensión media

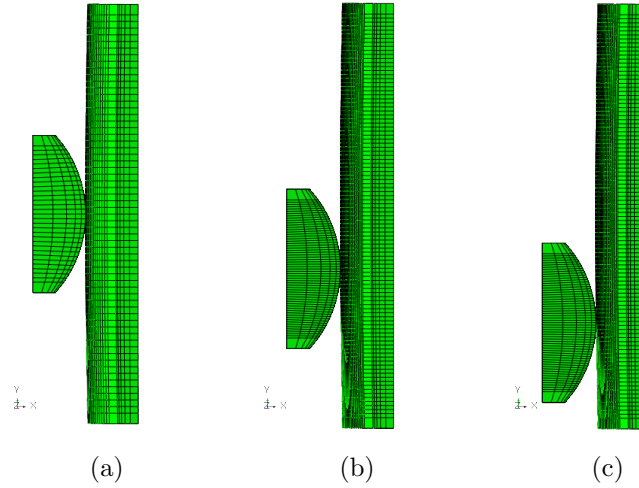


Figura 4.17: Análisis numérico de la influencia del error en el posicionamiento del contacto; (a) contacto perfecto; (b) contacto desplazado $100 \mu\text{m}$; (c) contacto desplazado $200 \mu\text{m}$.

Tabla 4.2: Resultados de las simulaciones del efecto del desalineamiento en el contacto.

	$p_{\text{máx}}$	Error
		%
Solución analítica	3750	0,00
Solución EF sin desalineamiento	3690	1,60
Solución EF desalineamiento $100 \mu\text{m}$	3735	0,40
Solución EF desalineamiento $200 \mu\text{m}$	3725	0,67

de tensión media se controla la tensión media del hilo. El módulo mostrado en la Figura 4.18, consiste en un tornillo $M8 \times 0,5$ (1) que tira de un tensor (2). Este tensor es una pieza cilíndrica con forma de cubo, con un agujero central para que pase el soporte del sensor de fuerza uniaxial (3). El sensor uniaxial (4) va unido al soporte (5) guiado en el cual se ata un extremo del hilo sometido a cargas de fatiga. En el otro extremo de esta guía, se encuentra el módulo de desplazamiento de manera que la guía asegura el alineamiento de todo el sistema. Para que el movimiento circular del tornillo se convierta en movimiento lineal, se ha introducido un rodamiento axial a bolas (6) entre el tensor y el soporte del sensor. En este caso, la resolución del tornillo a la hora de aplicar la carga media es dependiente de la longitud del hilo fatigado.

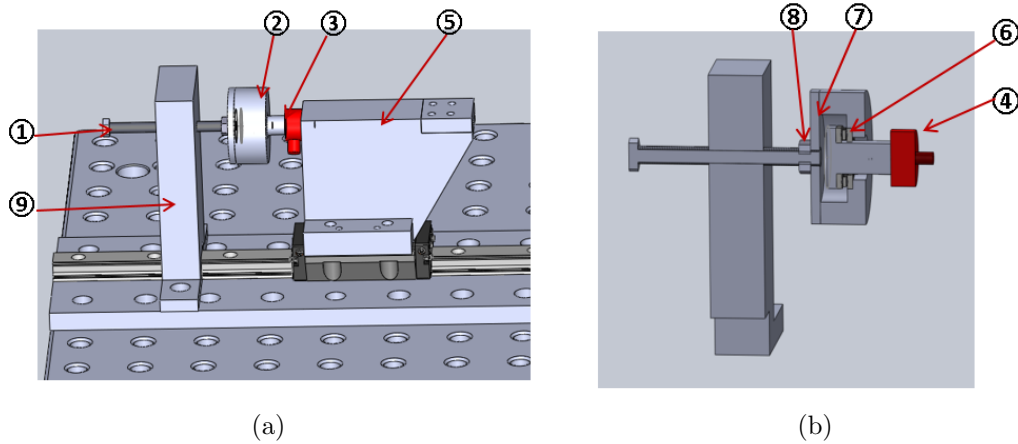


Figura 4.18: Módulo de tensión media: (a) esquema del módulo; (b) sección del tensor.

4.4.1. Amarre del hilo sometido a fatiga

El amarre de los hilos trellados es un aspecto delicado dado que mecanizar las probetas para conseguir una geometría en forma de hueso de perro tiene una enorme dificultad. Por tanto, cualquier tipo de amarre actúa como concentrador de tensiones. En la literatura se pueden encontrar amarres por garras, típicos de los bancos de tracción, por tambores (figura 4.19(a)) o los tipo portabrocas (figura 4.19(b)). La Tabla 4.3 muestra la tensión de rotura del hilo trellado de 0,45 mm de los ensayos realizados con cada uno de los amarres.

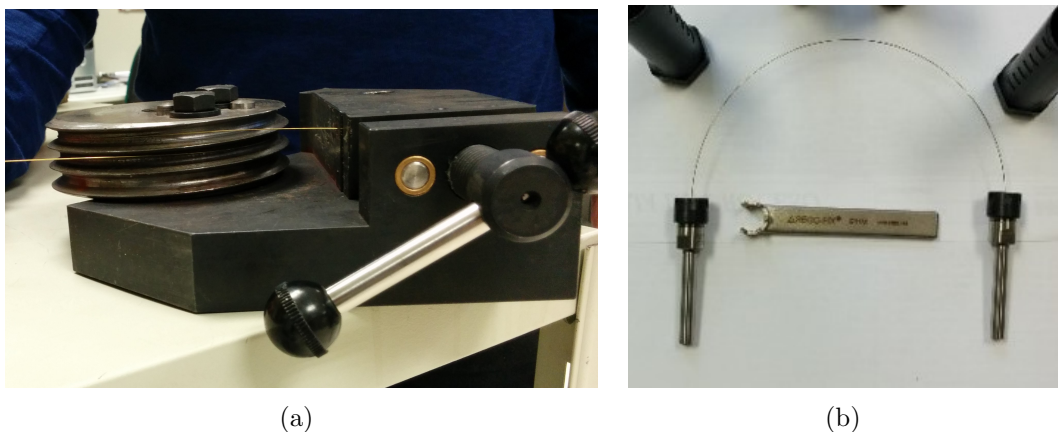


Figura 4.19: Amarre de hilos trellados de reducido diámetro: (a) amarre por tambores; (b) amarre tipo portabrocas.

4.4. Módulo de tensión media

Tabla 4.3: Tensión de rotura según el tipo de amarre.

Tipo de amarre	σ_u
Garras	2515
Tambores	3125
Portabrocas	2820

Cabe destacar que en todos los ensayos la rotura ha sucedido en el límite del amarre. Tal como se observa en la Tabla 4.3, el amarre por tambores es el que genera menor daño, seguido de la solución de portabrocas y por último el amarre por garras. En el caso de la solución por tambores la rotura sucede, en todos los casos, en la zona donde el tambor y el hilo se separan. Se ha realizado mediante simulación numérica (modelo elástico) el análisis de la concentración de tensiones que genera el tambor en función del diámetro de éste. La Figura 4.20 muestra el resultado del Factor de Concentración de Tensiones (FCT) que introduce el amarre en las simulaciones realizadas. Se observa que cuanto mayor es el diámetro del tambor menor es la FCT. Por tanto, si se quiere que el daño debido a la concentración de tensiones sea pequeño el diámetro sería excesivo para el tribómetro desarrollado.

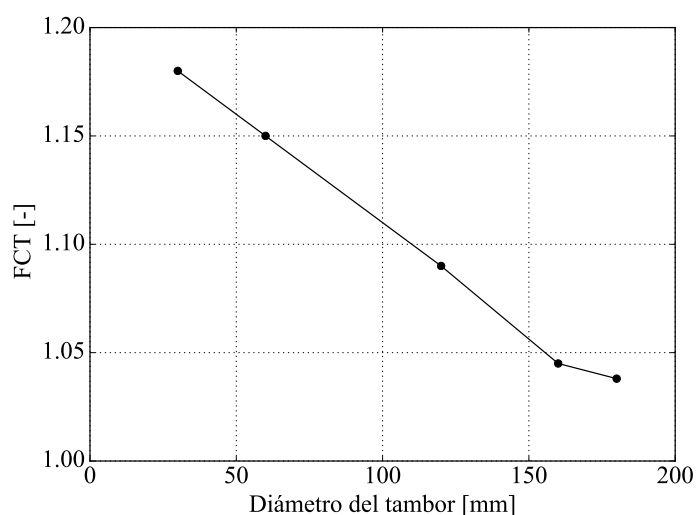


Figura 4.20: Factor de Concentración de Tensiones (FCT) en el hilo sometido a tracción en función del diámetro del amarre por tambores.

La solución tipo portabrocas es muy interesante dado que introduce menor daño que las garras. Este tipo de amarre ha sido usado por Otaño [101] en un banco de tracción-torsión para hilos de acero trefilado. Como el objetivo principal del banco es realizar ensayos de desgaste y fatiga por *fretting*, donde la concentración de tensiones introducida por el tribo-contacto será mayor que la introducida por los amarres, la solución tipo portabrocas es la adoptada para este banco.

4.5. Validación del tribómetro PREVI mkI

En este apartado se recogen los resultados de los ensayos realizados para verificar y validar de que el tribómetro funciona correctamente. Primeramente, se presentan los ensayos de fatiga uniaxial que se han realizado para analizar la influencia del amarre. A continuación, se analiza la influencia de la longitud de la probeta en los resultados de los ensayos y se describe el útil diseñado para asegurar una misma longitud de probeta en todos los ensayos. Posteriormente, se presenta el efecto de las vibraciones originadas por el motor y la solución adoptada, para finalizar con la descripción de los ensayos de *fretting* y fatiga por *fretting* realizados y el análisis de las señales captadas.

4.5.1. Validación del amarre de hilos

Tal como se ha descrito en el apartado 4.4.1, el amarre de hilos es un aspecto delicado en los ensayos de hilos trefilados ya que actúan como concentrador de tensiones, facilitando que la rotura se localice en la zona del amarre.

- Máquina universal Instron 3369 en control por fuerza.
- Máquina de fatiga MTS 810 en control por desplazamiento.
- PREVI mkI en control por desplazamiento.

Los resultados de los ensayos se resumen en la Tabla 4.4. A diferencia de los ensayos de tracción realizados hasta rotura, en este caso mediante la aplicación de cargas alternas en el rango elástico del hilo la rotura se produce en todos los casos en un punto intermedio entre los dos amarres (Figura 4.21) En cambio, en

4.5. Validación del tribómetro PREVI mkI

Tabla 4.4: Ensayos de validación de amarre.

Banco	σ_m	σ_a	Ubicación rotura	N_f
	MPa	MPa	-	Ciclos
Instron 3369	691	566	Intermedio	14987
Instron 3369	691	566	Intermedio	17532
MTS 810	691	566	Intermedio	19855
MTS 810	612	488	Intermedio	31205
PREVI mkI	691	566	Intermedio	14465
PREVI mkI	534	408	Intermedio	59999

todos los ensayos de tracción realizados la rotura ha sucedido en el extremo del amarre. Este resultado es lógico, ya que las fuerzas de compresión generadas por el amarre suman a la fuerza de tracción ayudando a que se alcance la plasticidad antes que en un punto intermedio de la probeta.

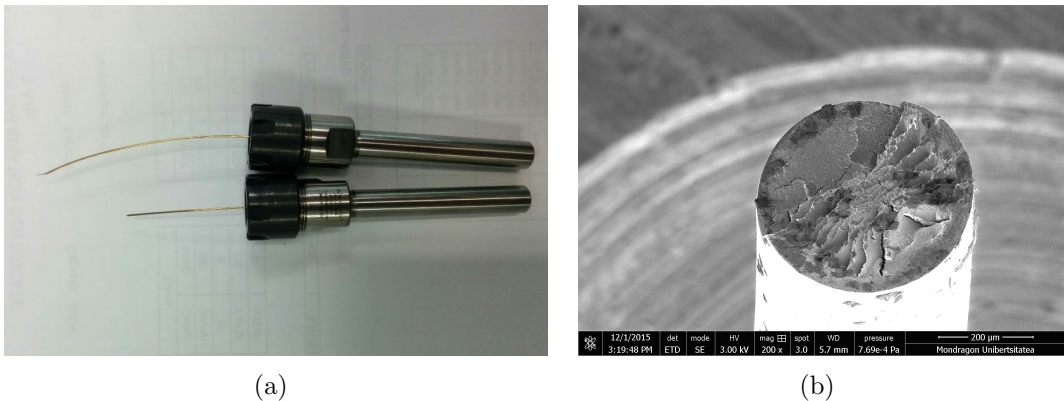


Figura 4.21: Rotura del hilo a fatiga uniaxial: (a) rotura de la probeta; (b) imagen del microscopio de la superficie de fractura.

Sin embargo, la razón de que en los ensayos de fatiga realizados la probeta no se haya roto por el extremo se desconoce. En teoría, el amarre actúa como concentrador de tensiones siendo el estado de tensiones más severo. Es posible que la naturaleza de hilos trefilados de muy reducido diámetro juegue un papel importante y que cualquier tipo de defecto actúe como concentrador de tensiones propagando la grieta rápidamente. De todas formas, el resultado es positivo ya que se valida que el amarre no influye en la vida a fatiga de los hilos metálicos.

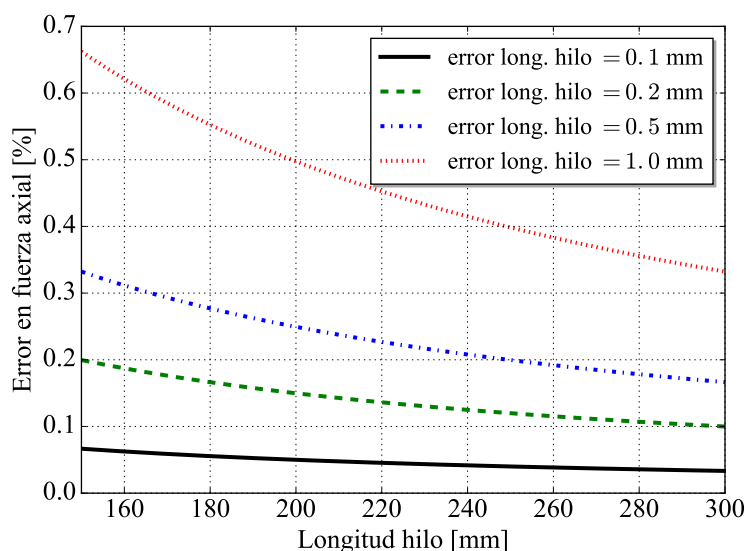


Figura 4.22: Error teórico porcentual de fuerza en función de la longitud del hilo.

4.5.2. Verificación de la longitud del hilo treflado

Los ensayos de fatiga por *fretting* en el tribómetro se realizan en control por desplazamiento, por lo que la fuerza aplicada en cada ensayo será función de la longitud de la muestra. Desde este punto de vista, para asegurar la repetibilidad en las condiciones de fuerza aplicada en los ensayos, es importante asegurar que en todos los ensayos la muestra tiene la misma longitud o que, al menos, las diferencias de longitud entre diferentes muestras no influyen significativamente en la tensión aplicada.

En primer lugar, se ha realizado un análisis mediante la ley de Hooke analizando la influencia del error cometido en la longitud de la probeta. Se ha realizado el análisis para un error entre 0,1 mm a 1 mm. Como se puede ver en la Figura 4.22 el error cometido en función de las diferencias de longitud del hilo son menores del 1%, error que a priori puede considerarse asumible.

En segundo lugar, se ha fabricado un útil de montaje para asegurar una repetibilidad en la longitud del hilo fatigado. Dicho útil se muestra en la Figura 4.23. Se ha aprovechado los agujero calibrados de la bancada para atar siempre a la misma distancia el útil. Posicionado el útil a diferentes distancias, se consiguen probetas de longitudes distintas. El rango de la longitud de probetas para

4.5. Validación del tribómetro PREVI mkI

el diseño actual es de 27-300 mm.



Figura 4.23: Útil de montaje del hilo para la definición de la longitud de la probeta.

Finalmente, se han realizado varias ensayos para verificar si con el útil diseñado se consigue la repetibilidad deseada. En dichos ensayos, se ha variado tanto la longitud del hilo como la deformación aplicada al hilo, realizando 3 ensayos de cada tipo. En la Tabla 4.5 se resume los resultados de los ensayos realizados. Por una parte, se observa que la diferencia es inferior al 0,1% para los 6 casos, con lo que el error en longitud debe ser de alrededor de $\sim 0,1$ mm según la Figura 4.22. Por otra parte, la diferencia medida es menor que el dato de la resolución del sensor proporcionado por el fabricante, con lo que aparentemente a partir de estos resultados, se puede concluir que el útil de amarre asegura que la influencia de las posibles diferencias de la longitud de los hilos no es significativa en las fuerzas aplicadas en los ensayos.

Tabla 4.5: Ensayos de verificación de la longitud de hilo.

	long. hilo	$\sigma_{\text{máx}}$	$\sigma_{\text{mín}}$	$\Delta\sigma$	Diferencia
	mm	MPa	MPa	MPa	%
Ensayo 1	210	76,95	100,04	145,24	0,014
Ensayo 2	210	76.78	99,88	145,31	0,057
Ensayo 3	210	77,47	100,54	145.12	0,072
Ensayo 4	155	1257.54	1810.86	553.32	0.018
Ensayo 5	155	1257.54	1810.38	552.84	0.067
Ensayo 6	155	1257.54	1811.05	553.51	0.052

4.5.3. Ensayo de *fretting*

En los ensayos de *fretting* la representación de la fuerza de rozamiento en función del desplazamiento tiene la forma de un ciclo de histéresis o *fretting loop* como el que se muestra en la Figura 4.24.

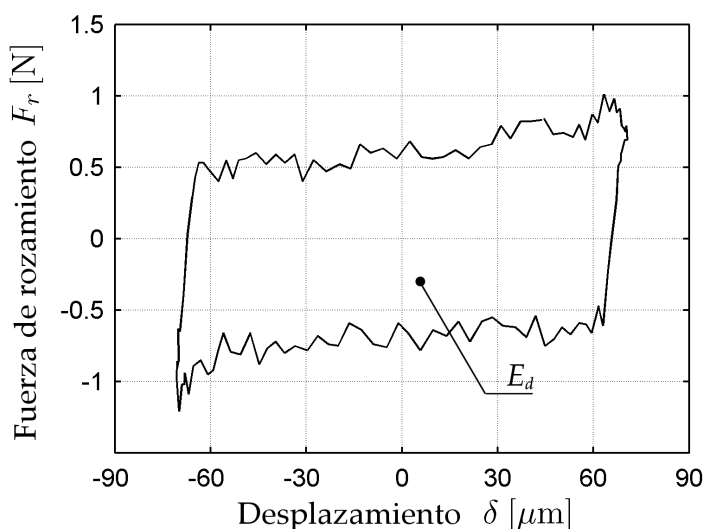


Figura 4.24: Ciclo de histéresis de la fuerza de rozamiento en función del desplazamiento [1].

La forma de los ciclos de histéresis dan información acerca del régimen de deslizamiento, siendo diferente en función de si existe deslizamiento parcial o deslizamiento total. Mientras que el ciclo de histéresis en régimen de deslizamiento parcial tiene forma elíptica (Figura 4.25(a)), el ciclo de histéresis en régimen de deslizamiento total tiene una forma quasi-rectangular (Figura 4.25(b)). A partir del ciclo de histéresis se pueden obtener parámetros como el coeficiente de rozamiento (mediante el cociente entre la fuerza de rozamiento medida y la fuerza normal aplicada) o la energía disipada por rozamiento (E_d , definida como el área de ese ciclo de histéresis).

Un aspecto a tener en cuenta es que a medida que se produce el desgaste de la muestra la forma del *fretting loop* se va modificando. La formación de la huella de desgaste hace que aparezca una componente de la fuerza normal en la dirección en que se mide la fuerza de rozamiento, componente que es nula cuando la muestra no está desgastada. Este fenómeno es muy importante en *fretting* ya

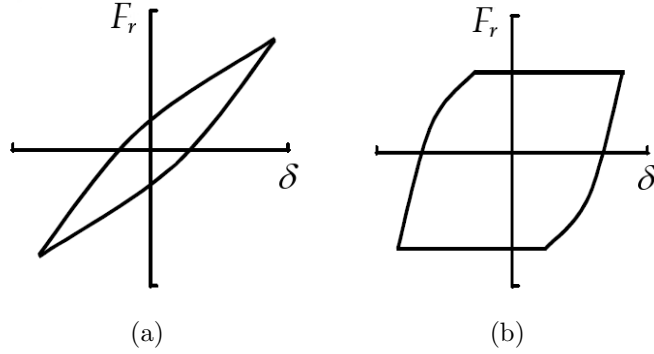


Figura 4.25: Ciclo de histéresis fuerza de rozamiento (F_r) - desplazamiento (δ) característicos para los diferentes regímenes de *fretting*; (a) deslizamiento parcial (b) deslizamiento total [102].

que la amplitud de desplazamiento entre los cuerpos en contacto es muy pequeña, pudiéndose generar una longitud de huella corta y profunda (en relación con la longitud de la huella).

Para ilustrar este fenómeno se considera un ejemplo simplificado de un contacto entre un punto y una superficie parabólica desgastada como el de la Figura 4.26. En la imagen, se muestran dos instantes, el momento 1 para $x < 0$ y el momento 2 para $x > 0$. Se observa que en el momento 1, la contribución de la fuerza normal F_N y la fuerza de rozamiento F_R en el eje de abscisas tienen direcciones distintas restándose entre ellas. Sin embargo, en el instante 2, las dos fuerzas tienen la misma dirección sumándose entre ellas. Por lo tanto, la fuerza Q medida por el sensor debe ir aumentando en la medida que se traslada de izquierda a derecha.

Si se considera que la forma de la huella de desgaste es parabólica, la ecuación que define la profundidad z en cada posición es

$$z = z_0 \left(\frac{x}{x_0} \right)^2, \quad (4.3)$$

donde z_0 es la profundidad de desgaste y x_0 es la mitad de la longitud de la huella de desgaste. En ausencia de fenómenos dinámicos y resolviendo el problema

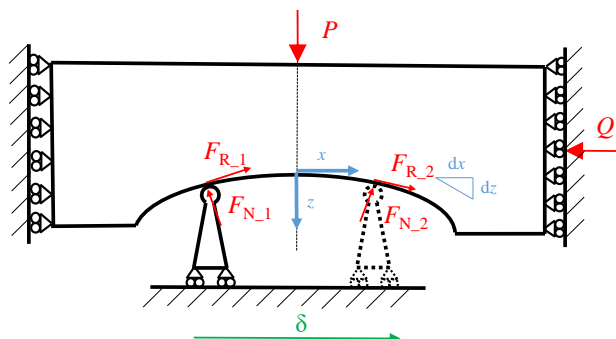


Figura 4.26: Esquema de la interacción de la huella de desgaste, basado en el modelo de Mulvihill *et al.* [103].

del equilibrio estático [103], la carga tangencial Q se define como

$$Q = P \frac{\mu + \left(\frac{2z_0}{x_0^2}\right) x}{1 - \mu \left(\frac{2z_0}{x_0^2}\right) x} \forall \frac{|\dot{\delta}|}{\dot{\delta}} > 0, \quad (4.4)$$

$$Q = P \frac{-\mu + \left(\frac{2z_0}{x_0^2}\right) x}{1 + \mu \left(\frac{2z_0}{x_0^2}\right) x} \forall \frac{|\dot{\delta}|}{\dot{\delta}} < 0, \quad (4.5)$$

donde el término $|\dot{\delta}|/\dot{\delta}$ hace referencia a la dirección del movimiento. En la Figura 4.27 se muestra 3 ejemplos para diferentes relaciones de z_0/x_0 . Se observa que cuanto mayor es la relación z_0/x_0 la forma dibujada tiende a desplazarse verticalmente en los flancos, confirmando el efecto de la contribución de la fuerza de contacto y tangencial según la posición en la que se encuentre. Este fenómeno es relevante, ya que como muestra Cruzado *et al.* [104], la forma de la huella de desgaste cambia según el ángulo de cruce. Cuanto mayor es el ángulo, mayor es la profundidad y menor la anchura longitudinal de la huella de desgaste. Además, cuando se realice un ensayo para un determinado ángulo de cruce, posiblemente se vea la evolución en el cambio de forma del ciclo de histéresis en función del tiempo de ensayo, por lo que es importante conocer para poder interpretar de forma correcta por qué se puede producir un cambio en la forma del ciclo.

Una vez calibrado cada sensor y verificado que los diferentes componentes del tribómetro funcionan correctamente, se han realizado 4 ensayos de *fretting* (Tabla

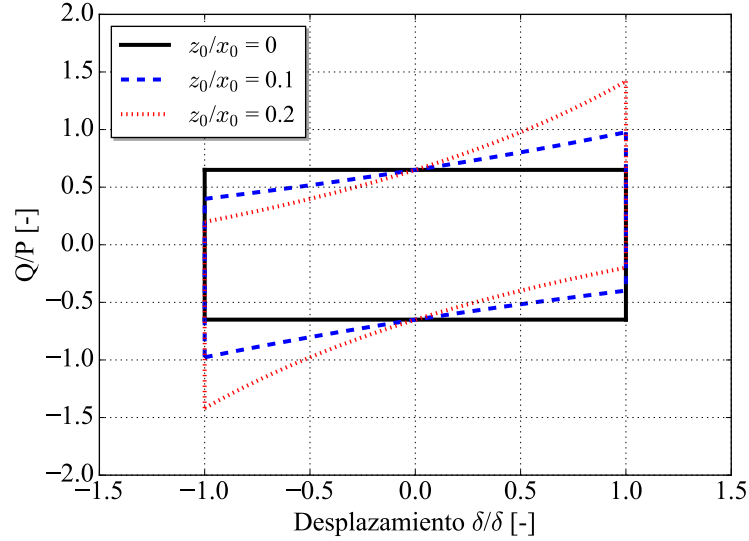


Figura 4.27: Efecto geométrico de la huella de desgaste en el *fretting loop*.

4.6) modificando el ángulo de cruce entre $0^\circ - 45^\circ$, cada 15° , como se ilustra en la Figura 4.28. El objetivo de estos ensayos es comprobar si en el tribómetro desarrollado se observa la variación de la forma del ciclo de histéresis analizado anteriormente.

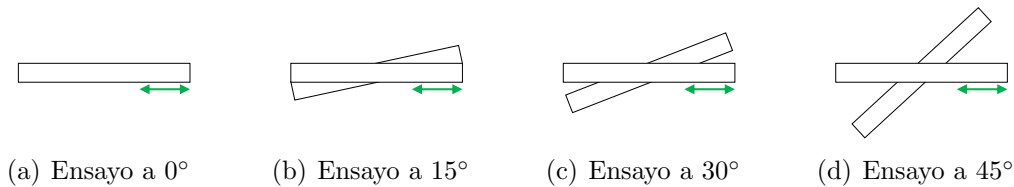


Figura 4.28: Ensayos a diferentes ángulos de cruce $0^\circ - 45^\circ$.

En la Figura 4.29 se muestra el resultado de los diferentes *fretting loop* en el instante final del ensayo. Es importante reseñar que las figuras mostradas se presentan sin ningún tipo de filtrado. Por un lado, los resultados obtenidos confirman el efecto de la geometría de la huella de desgaste. Cuanto mayor es el ángulo de cruce, se observa cómo los flancos se desplazan ligeramente en la dirección vertical. Por otro lado, en los tribómetros de *fretting* la pendiente de los flanco se relaciona con la rigidez del sistema, cuanto más vertical es la pendiente más rígido es el sistema. Se observa que el flanco izquierdo es totalmente vertical, mientras

Tabla 4.6: Datos de los ensayos de validación de *fretting*.

	Ángulo cruce	P	δ	Frecuencia	N_f
	°	N	μm	Hz	Ciclos
Ensayo 1	0	2	88	5	10000
Ensayo 2	15	2	88	5	10000
Ensayo 3	30	2	88	5	10000
Ensayo 4	45	2	88	5	10000

que el flanco derecho tiene una ligera caída en la parte superior. Este efecto es observado en los tribómetros de las Universidades de Oxford [103] y Nottingham [105], con lo que se podría decir que este fenómeno no es significativo en la obtención de los parámetros tribológicos de los ensayos (coeficiente de rozamiento, coeficiente de desgaste y energía disipada).

Tal como se ha mostrado anteriormente, la formación de la huella de desgaste hace que aparezca una componente de la fuerza normal en la dirección en que se mide la fuerza de rozamiento. Dado que la fuerza de rozamiento es perpendicular a la dirección tangencial de las superficies en contacto, el sensor también medirá una componente de la fuerza de rozamiento en la dirección en que se mide la fuerza de contacto. La Figura 4.30 muestra la fuerza de contacto P y tangencial Q para los ensayos a 0° y 45° al final del ensayo. Por un lado se observa que una vez impuesto la fuerza de contacto en 2 N al inicio del ensayo, el valor medio se ha mantenido constante a lo largo del ensayo. Por otro lado, se observa que el rizado de la fuerza de contacto en el ensayo con un ángulo de cruce de 45° es ligeramente superior que al del ensayo con un ángulo de cruce de 0° , debido al efecto geométrico de la huella de desgaste.

4.5.4. Ensayos de fatiga por *fretting*

Los ensayos experimentales de *fretting* fatiga son por lo general ensayos con mayor complejidad que los de *fretting*, ya que existe un contacto adicional y un número mayor de fuerzas actuantes. Por tanto, la alineación y el equilibrado de fuerzas juegan un papel fundamental en la evolución de las tensiones y consecuentemente, en la vida a fatiga.

4.5. Validación del tribómetro PREVI mkI

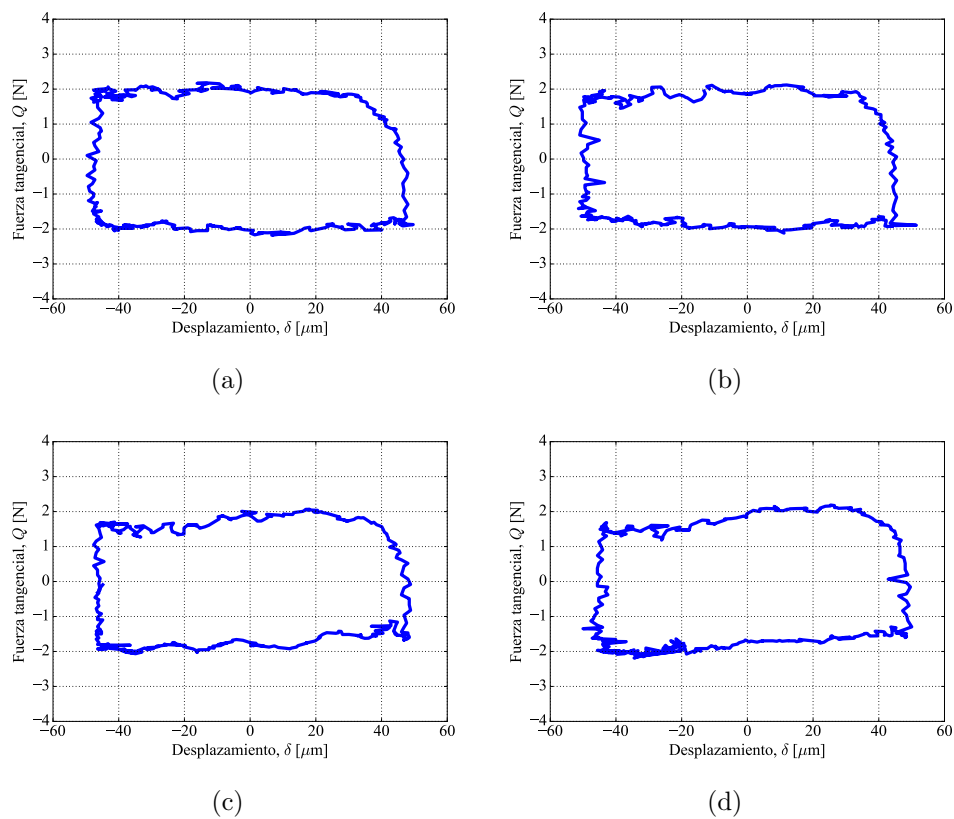


Figura 4.29: Ensayos de *fretting* a diferentes ángulos de cruce y 10000 ciclos: (a) 0° ; (b) 15° ; (c) 30° ; (d) 45° .

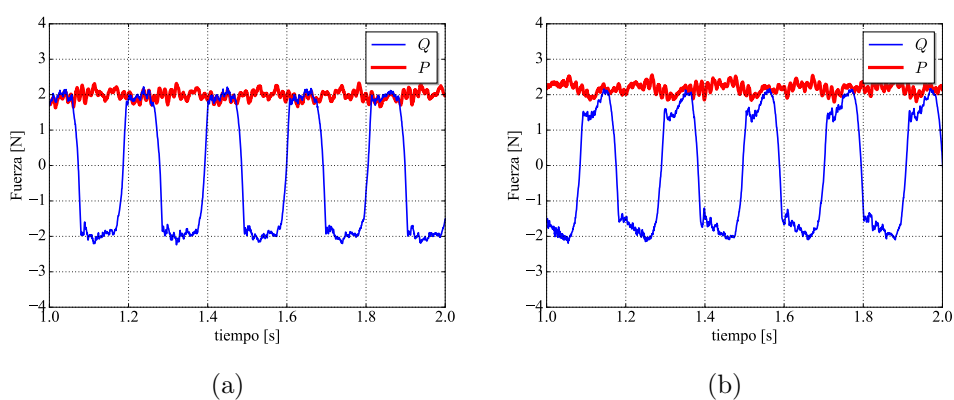


Figura 4.30: Fuerza de contacto y de rozamiento en ensayos de *fretting* a diferentes ángulos de cruce y 10000 ciclos: (a) 0° ; (b) 45° .

Para verificar que todos los componentes funcionan correctamente se ha realizado un ensayo a 20000 ciclos y se han comparado los ciclos de histéresis de la fuerza tangencial en función del desplazamiento *fretting* de cada contacto, para un ensayo con una fuerza de contacto $P = 2$ N y desplazamiento de *fretting* $\delta = 80 \mu\text{m}$. Tal como se ha descrito anteriormente, en un ensayo de fatiga por *fretting* existen dos contacto simétricos respecto a la dirección de la aplicación de la carga axial. La Figura 4.31 muestra los dos *fretting loops* del ensayo experimental. Se observa que los ciclos de histéresis son muy parecidos, por lo que se concluye que el módulo de contacto aplica de forma correcta y con muy buena precisión, la fuerza de contacto dado que se cumple la ley de Coulomb ($F_R = \mu F_N$).

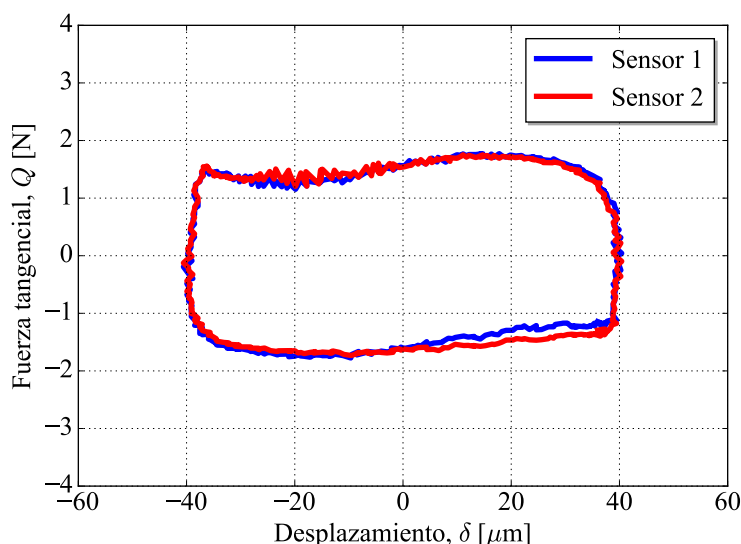
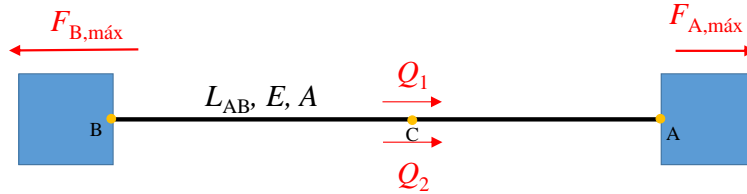


Figura 4.31: Ensayo de fatiga por *fretting* a 15° .

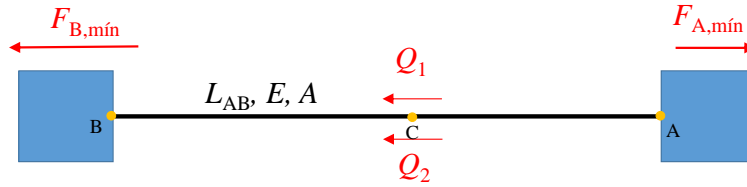
Otro aspecto muy importante es la evolución de la fuerza tangencial Q a lo largo del ensayo experimental y su influencia en la medición de fuerza axial alterna. El tribómetro desarrollado ejerce la carga axial mediante el control por desplazamiento, por tanto, si la fuerza tangencial varía también debe hacerlo la carga axial. La Figura 4.32 muestra una aproximación del equilibrio estático de fuerzas, en un ensayo de fatiga por *fretting* en el instante de máxima carga axial (Figura 4.32(a)) y en el instante de mínima carga axial (Figura 4.32(b)). Se observa que las cargas F_A y F_B no cambian de dirección durante el ciclo, mientras

4.5. Validación del tribómetro PREVI mkI

que las fuerza tangenciales Q_i sí lo hacen (notaL: la fuerza que mide el sensor es $F_{A,\text{mín}}$).



(a)



(b)

Figura 4.32: Esquema del equilibrio estático de fuerzas axiales en un ensayo de fatiga por *fretting*: (a) instante de carga axial máxima; (b) instante de carga axial mínima.

Resolviendo las ecuaciones de equilibrio estático se tiene que

$$F_{A,\text{máx}} = F_{B,\text{máx}} - Q_1 - Q_2, \quad (4.6)$$

$$F_{A,\text{mín}} = F_{B,\text{mín}} + Q_1 + Q_2. \quad (4.7)$$

Sin embargo, la fuerza tangencial evoluciona en función de los ciclos (N_{ciclos}), debido al aumento progresivo de la huella de desgaste y el aumento del coeficiente de rozamiento, con lo que

$$F_{A,\text{máx}} = F_{B,\text{máx}} - Q_1(N_{\text{ciclos}}) - Q_2(N_{\text{ciclos}}), \quad (4.8)$$

$$F_{A,\text{mín}} = F_{B,\text{mín}} + Q_1(N_{\text{ciclos}}) + Q_2(N_{\text{ciclos}}). \quad (4.9)$$

Por lo tanto, la tendencia de la fuerza máxima y mínima medida por el sensor

durante el ensayo debe modificarse. Mientras que la fuerza axial máxima debe disminuir con el paso de los ciclos, la fuerza axial mínima debe aumentar. Para corroborar este comportamiento, se ha realizado un ensayo experimental de fatiga por *fretting*. Los datos del ensayo se recogen en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7: Datos de un ensayo de fatiga por *fretting* para la verificación de la carga axial.

$F_{A,mín}$ (uniaxial)	N	200
$F_{A,máx}$ (uniaxial)	N	288
Ángulo cruce	$^{\circ}$	90
P	N	3
δ	μm	130
Frecuencia	Hz	5

La Figura 4.33 muestra la evolución de las fuerzas axiales y tangenciales durante el ensayo experimental. Por un lado, se observa que la fuerza axial mínima (Figura 4.33(a)) aumenta paulatinamente con el paso de los ciclos, a la vez que aumenta la carga tangencial. Por otro lado, se observa que la fuerza axial máxima (Figura 4.33(b)) disminuye con el paso de los ciclos, a la vez que aumenta el valor absoluto de la carga tangencial. Por, el ensayo experimental realizado confirma el comportamiento teórico descrito anteriormente.

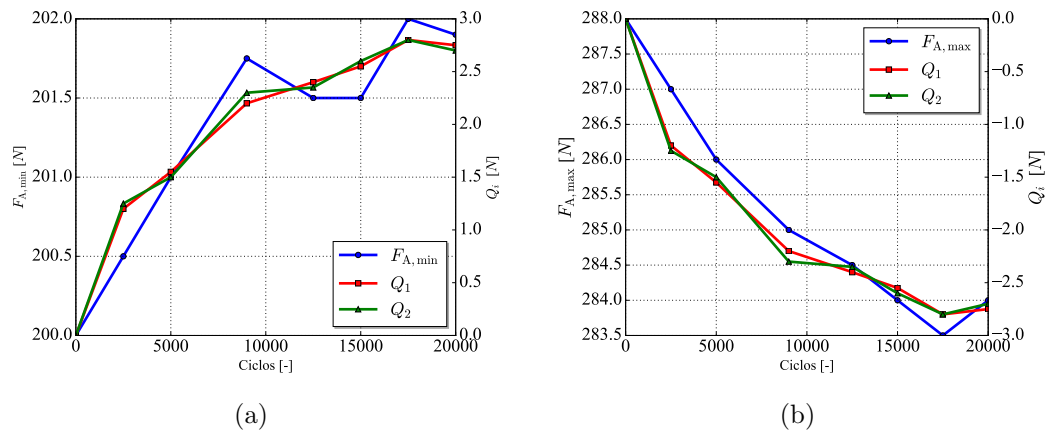


Figura 4.33: Evolución de las tensiones axiales y tangenciales en un ensayo de fatiga por *fretting*: (a) instante de mínima carga axial; (b) instante de máxima carga axial.

La consecuencia de este fenómeno es el siguiente: si se realizan dos ensayos con fuerzas de contacto diferentes pero con la misma longitud de hilo además de

aplicar el mismo desplazamiento, el rango de la fuerza axial será diferente. Por lo tanto, no es posible desacoplar la relación entre $F_N - F_{axial} - \delta$. Sin embargo, en este caso, el orden de la fuerza axial es entre 1 y 2 veces mayor que la fuerza de contacto, con lo que este efecto puede que sea mínima.

4.6. Conclusiones

El objetivo principal del desarrollo del tribómetro PREVI mkI ha sido el tener resultados experimentales que permitan la correlación del modelo numérico 3D de hilos metálicos desarrollado en el Capítulo 5. Estos resultados experimental se consiguen mediante los siguientes ensayos:

- Fatiga uniaxial.
- *Fretting*.
- Fatiga por *fretting*.

Con el desarrollo del tribómetro PREVI mkI se ha conseguido un prototipo experimental capaz de realizar los 3 ensayos. Las características de los 3 ensayos son diferentes, por lo que el diseño del banco se ha dividido en módulos distintos donde según el tipo de ensayo a realizar es posible modificar el módulo con el objetivo de cumplir dichos requisitos.

Uno de los retos principales ha sido la generación de desplazamientos relativos entre $20 - 300 \mu\text{m}$. Con el diseño conceptual del mecanismo de reducción de desplazamiento de Ramesh y Gnanamoorthy [62] se ha conseguido dicho reto.

Otro de los retos ha sido poder aplicar y medir fuerzas de contacto y de rozamiento muy pequeñas. Según el tipo de ensayo el número de contacto es diferente: mientras que en un ensayo de *fretting* existe solamente un contacto, en un ensayo de fatiga por *fretting* existen dos contactos. Además, el reducido diámetro del hilo hace que el alineamiento y posicionamiento sea dificultosa. Con el desarrollo del módulo de contacto se ha conseguido alcanzar todos los retos planteados.

Finalmente, se ha analizado la evolución de las fuerzas actuantes para entender por qué va cambiando la forma de los ciclos de histéresis (movimiento vertical de

los flancos del ciclo) a medida que aumenta el número de ciclos. La generación de la huella de desgaste introduce una componente en la fuerza tangencial, que se suma (o resta) a la fuerza de rozamiento. Además se ha analizado cómo afecta esta evolución a la medición de la fuerza axial. Se ha concluido que a medida que aumenta la fuerza tangencial, la fuerza máxima axial disminuye y la fuerza mínima axial aumenta, reduciendo consecuentemente la fuerza alterna. En este caso, como el orden de la fuerza axial es entre 1 y 2 veces mayor que la fuerza de contacto, el efecto puede no ser importante.

Capítulo 5

Simulación numérica 3D de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trefilados de reducido diámetro

5.1. Introducción

En este capítulo, se presenta una metodología numérica 3D de estimación de vida para fenómenos de fatiga por *fretting* en presencia de desgaste, con ejemplos de aplicación en contactos entre hilos trefilados de reducido diámetro. Desde el punto de vista de análisis numérico existen ciertos problemas geométricos en 3D que no son contemplados en 2D, por lo que el capítulo comienza con una descripción y el correspondiente análisis de estas dificultades.

A continuación, se describen las características principales del modelo 3D desarrollado, que en esencia es una extensión natural de la arquitectura numérica 2D desarrollada en el Capítulo 3. Tal como se ha mencionado en el modelo 2D, el resultado numérico final depende en gran medida de las condiciones de contorno impuestas, por lo que se llevan a cabo ciertas comprobaciones para verificar el modelo desarrollado.

El capítulo prosigue con la descripción de los ensayos experimentales de fatiga

uniaxial realizados para la calibración del modelo numérico desarrollado. Posteriormente, se presenta los trabajos de validación del modelo numérico. Para ello se han realizado ensayos experimentales de desgaste y fatiga por *fretting* de hilos de acero trefilado y se ha realizado un análisis numérico de estos ensayos, analizando la evolución de las tensiones y el daño generado por el desgaste, así como la correlación experimental de la estimación de vida.

5.2. Simulación numérica 2D vs. 3D

Por lo general, las simulaciones 2D suelen ser secciones representativas de geometrías 3D. En el caso de que se considere el modelo en deformación plana el 2D representa el estado de tensiones y deformaciones de la sección interna de la probeta asumiendo que la zona en tensión plana es despreciable en comparación con la zona en deformación plana.

Sin embargo, para la simulación numérica de los fenómenos de fatiga por *fretting* de hilos de pequeño diámetro el contacto en general es puntual. Por tanto, el modelo 2D no puede ser representativo del estado de tensiones de la geometría original ya que no existe una sección representativa de la geometría 3D. Además, la evolución de desgaste varía de manera importante en función del ángulo de cruce [4], con lo que en ningún caso el 2D puede capturar estas diferencias. Por tanto, no es posible realizar un modelo simplificado en 2D para las simulaciones de desgaste y fatiga por *fretting* de hilos trefilados. En las próximas secciones se analizan varios aspectos que son importantes a la hora de realizar las simulaciones en 3D.

5.2.1. Coste computacional asociado a FEM

En el Capítulo 3 se ha concluido que para capturar numéricamente de forma correcta el gradiente de tensiones generado en el borde del contacto el refinamiento de la malla de EF tiene que ser elevada. En el caso de 3D, un refinamiento del mismo orden que el llevado en el modelo 2D no es posible con los medios que se disponen actualmente debido al coste computacional asociado. Sin embargo, la idea central de uno de los métodos de la TCD, el método del PM (apartado

3.6.2.2), es la evaluación de la tensión en un punto situado a una distancia crítica. Por tanto, empleando esta metodología se reduce la importancia de capturar con mucho detalle las tensiones en la superficie de contacto, pudiendo utilizar un mallado más grosero y en consecuencia reducir el tiempo de computación.

La Figura 5.1 muestra una sección de la zona de contacto de dos hilos a 90° , al comienzo (Figura 5.1(a)) y durante (Figura 5.1(b)) la simulación. En general, se observa que el mallado es más grosero que en las simulaciones 2D (ver Figuras 3.4 y 3.26). En las simulaciones 3D se observa que al comienzo de la simulación el número de elementos que están en contacto es bajo, con lo que el resultado numérico es pobre. Sin embargo, en la medida que sucede el desgaste el número de elementos en contacto aumenta considerablemente. Además, debido al desgaste el daño generado al comienzo de la simulación desaparece rápidamente. Este fenómeno se analiza en la sección 5.6.3. Por tanto, la solución numérica después de unos cuantos ciclos puede considerarse como buena.

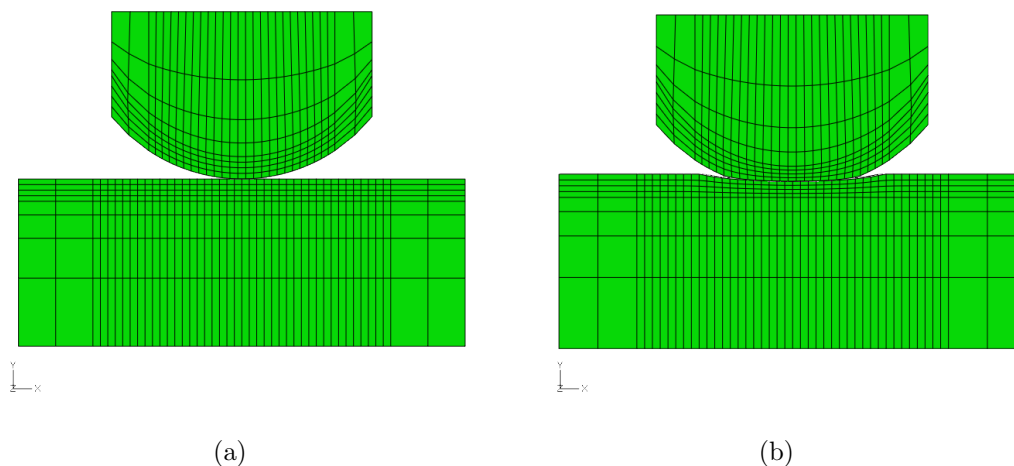


Figura 5.1: Sección de un contacto entre hilos metálicos a 90° : (a) contacto sin desgaste al comienzo de la simulación; (b) contacto con desgaste durante la simulación.

5.2.2. Coste computacional asociado a FIPs

El coste computacional asociado al cálculo de los FIPs es un aspecto importante dado que el tiempo de ejecución del algoritmo para un número alto de

elementos y planos candidatos puede ser elevado. Además, la simulación de desgaste exagera aún más el tiempo de cálculo ya que por cada ciclo de simulación es necesario un análisis del parámetro para acumularlo con la regla de Miner. Así, en el modelo 2D del Capítulo 2 se han analizado 36 planos por cada elemento, un intervalo de 5° entre planos. El equivalente en 3D considerando el mismo intervalo son 1296 planos candidatos por cada punto de análisis. Por tanto, para el desarrollo de un modelo 3D es imprescindible el uso de técnicas que permitan optimizar el coste computacional.

En la Figura 5.2 se observa la distribución de tensiones sobre un plano candidato en un sistema de coordenadas 3D. Las ecuaciones de tensión normal y tangencial en un plano viene dada por las siguientes expresiones:

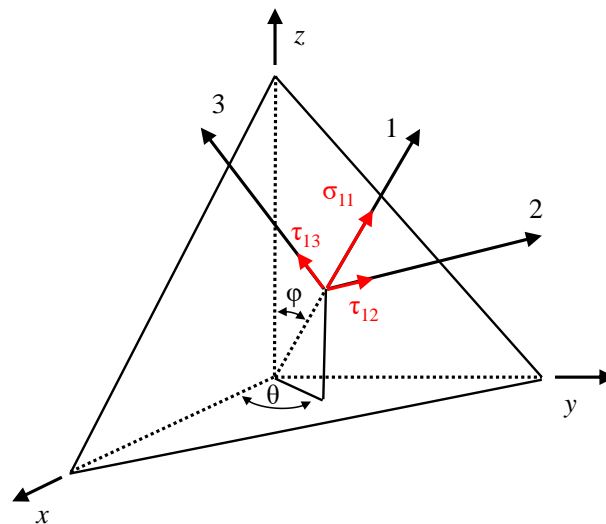


Figura 5.2: Distribución de tensiones sobre un plano candidato en un sistema de coordenadas 3D [11].

5.2. Simulación numérica 2D vs. 3D

$$\begin{aligned}\sigma_{11} &= \sigma_{xx}a_{11}^2 + \sigma_{yy}a_{12}^2 + \sigma_{zz}a_{13}^2 + \\ &2(\tau_{xy}a_{11}a_{12} + \tau_{zx}a_{11}a_{13} + \tau_{yz}a_{13}a_{12}),\end{aligned}\quad (5.1)$$

$$\begin{aligned}\tau_{12} &= \sigma_{xx}a_{11}a_{21} + \sigma_{yy}a_{12}a_{22} + \sigma_{xx}a_{13}a_{23} + \tau_{xy}(a_{11}a_{22} + a_{12}a_{21}) + \\ &\tau_{yz}(a_{12}a_{23} + a_{13}a_{23}) + \tau_{xz}(a_{13}a_{21} + a_{11}a_{23}),\end{aligned}\quad (5.2)$$

$$\begin{aligned}\tau_{13} &= \sigma_{xx}a_{11}a_{31} + \sigma_{yy}a_{12}a_{32} + \sigma_{xx}a_{13}a_{33} + \tau_{xy}(a_{11}a_{32} + a_{12}a_{31}) + \\ &\tau_{yz}(a_{12}a_{33} + a_{13}a_{32}) + \tau_{xz}(a_{13}a_{31} + a_{11}a_{33}),\end{aligned}\quad (5.3)$$

donde las expresiones a_{ij} son,

$$a_{11} = \cos \theta \sin \varphi, \quad (5.4)$$

$$a_{12} = \sin \theta \sin \varphi, \quad (5.5)$$

$$a_{13} = \cos \varphi, \quad (5.6)$$

$$a_{21} = -\sin \theta, \quad (5.7)$$

$$a_{22} = \cos \theta, \quad (5.8)$$

$$a_{23} = 0, \quad (5.9)$$

$$a_{31} = -\cos \theta \cos \varphi, \quad (5.10)$$

$$a_{32} = \sin \theta \cos \varphi, \quad (5.11)$$

$$a_{33} = \sin \theta. \quad (5.12)$$

Las ecuaciones de deformaciones ε_{11} , γ_{12} y γ_{13} , son análogas a las ecuaciones de tensiones σ_{11} , τ_{12} y τ_{13} , sin embargo, sólo la mitad de las deformaciones tangenciales contribuyen a la solución, tal que,

$$\begin{aligned}\varepsilon_{11} &= \varepsilon_{xx}a_{11}^2 + \varepsilon_{yy}a_{12}^2 + \varepsilon_{zz}a_{13}^2 \\ &\quad \gamma_{xy}a_{11}a_{12} + \gamma_{xz}a_{11}a_{13} + \gamma_{yz}a_{13}a_{12},\end{aligned}\tag{5.13}$$

$$\begin{aligned}\gamma_{12}/2 &= \varepsilon_{xx}a_{11}a_{21} + \varepsilon_{yy}a_{12}a_{22} + \varepsilon_{xx}a_{13}a_{23} + \gamma_{xy}/2(a_{11}a_{22} + a_{12}a_{21}) + \\ &\quad \gamma_{yz}/2(a_{12}a_{23} + a_{13}a_{23}) + \gamma_{zx}/2(a_{13}a_{21} + a_{11}a_{23}),\end{aligned}\tag{5.14}$$

$$\begin{aligned}\gamma_{13}/2 &= \varepsilon_{xx}a_{11}a_{31} + \varepsilon_{yy}a_{12}a_{32} + \varepsilon_{xx}a_{13}a_{33} + \gamma_{xy}/2(a_{11}a_{32} + a_{12}a_{31}) + \\ &\quad \gamma_{yz}/2(a_{12}a_{33} + a_{13}a_{32}) + \gamma_{zx}/2(a_{13}a_{31} + a_{11}a_{33}),\end{aligned}\tag{5.15}$$

Para resolver el parámetro SWT es necesario conocer la máxima tensión normal al plano $\sigma_{11,\text{máx}}$ y el rango de deformación normal al plano $\Delta\varepsilon_{11}$. Por tanto, es un problema unidimensional ya que solamente existe un componente en la dirección normal, tanto en el caso 2D como en el caso 3D.

Sin embargo, en el caso de los parámetros que hacen uso de las tensiones o deformaciones tangenciales el problema es mucho más complejo. Para resolver los parámetros que hacen uso del rango de tensiones o deformaciones tangenciales, como FS u otros equivalentes, en 2D se considera solamente una componente tangencial, la τ_{12} , mientras que en 3D se consideran las tensiones τ_{12} y τ_{13} tal como se observa en la Figura 5.2. En la Figura 5.3 se muestra un ejemplo de la trayectoria de la tensiones tangenciales durante la simulación de un ciclo de fatiga por *fretting* proyectadas en un plano candidato. En una evolución de tensiones no proporcionales como este ejemplo el cálculo del rango de tensiones no es directa y existen diferentes definiciones. La más sencilla de todas es considerar el rango de la tensión tangencial como la distancia más alejada entre todos los puntos [106]. El método más obvio para resolver este problema es mediante la técnica que denominaremos “fuerza bruta”, el cálculo de todas las distancias posibles y la determinación del máximo valor. Sin embargo, esta técnica tiene la desventaja de que el tiempo de ejecución del algoritmo es elevado.

Por tanto, para emplear los parámetros como FS u otro equivalente es necesario el uso de técnicas de aceleración para reducir el tiempo de cálculo. En la

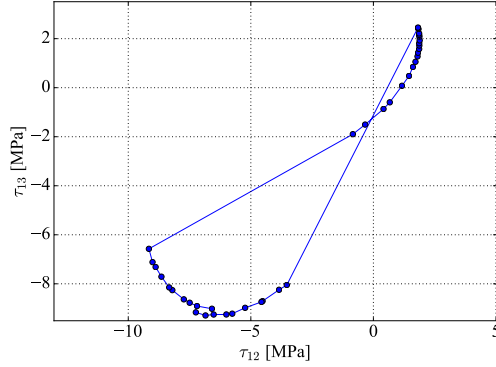


Figura 5.3: Trayectoria de la tensión tangencial sobre un plano candidato.

literatura se describen distintas técnicas siendo una de ellas el Círculo Mínimo Circunscrito (del inglés *Minimum Circumscribed Circle* o MCC) de Papadopoulos [107]. El método MCC mostrado en la Figura 5.4(a), consiste en construir la circunferencia de mínimo diámetro que contenga todos los puntos. El método es un problema de máximos-mínimos que requiere algoritmos elaborados para computar el centro del círculo. La técnica comienza por la elección de un radio R en un punto central, por ejemplo en el punto de la media de aritmética de la deformación tangente durante el ciclo de fatiga, e ir comprobando cada punto si está dentro o fuera del círculo. Si el punto está en el exterior, se recalcula el centro y el radio del nuevo círculo que contenga ese punto. Después de un número suficiente de pasos, el círculo se mantiene sin cambios alcanzando la convergencia. Finalmente, el diámetro del círculo se considera como el rango de tensiones tangenciales. Uno de los problemas de este método es que si coinciden más de dos puntos en el perímetro del círculo, como es el caso de la Figura 5.4(a), el diámetro no es equivalente al rango de tensiones, ya que la recta que une dos de los puntos no pasa por el centro del círculo. Por lo tanto, la técnica MCC puede considerarse un método de aproximación.

En el ámbito de la geometría computacional el método del Calibre Rotador (del inglés, *Rotating Calipers* o RC) desarrollado por Shamos [108] se describe como un algoritmo de tiempo de ejecución óptimo [109]. El término RC viene de la analogía de ir rotando un calibre de Vernier alrededor de un polígono convexo. Consecuentemente, el primer paso antes de inicializar el algoritmo RC es obtener

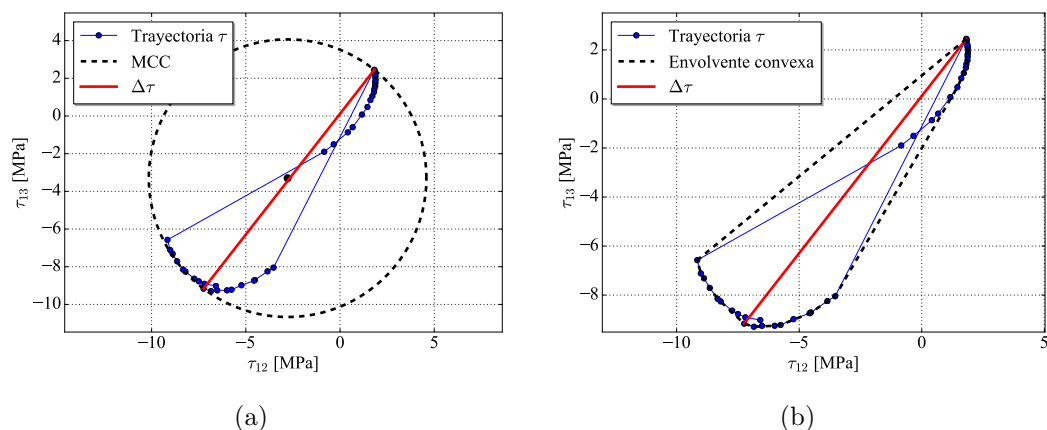


Figura 5.4: Métodos de cálculo de la distancia máxima entre todos puntos: (a) método MCC (círculo mínimo circunscrito); (b) método RC (calibre rotador).

el polígono o envolvente convexa de la nube de puntos. La envolvente convexa, mostrada en la Figura 5.4(b), se define como el polígono de menor área que contiene todos los puntos. Además, se conoce que la máxima distancia entre dos puntos de un polígono convexo coincide con la máxima distancia existente en la nube de puntos original. En consecuencia, los puntos que quedan dentro del polígono son descartados. Dentro de los diferentes métodos de cálculo de la envolvente en lenguajes de programación como Python existen funciones con la implementación propuesta por Graham [110].

Para hallar todos los pares de puntos antipodales mediante el RC, debe inicializarse el algoritmo seleccionando un par antipodal. Un par antipodal se define como dos líneas de soporte paralelas que contiene todos los puntos de la envolvente. En el ejemplo de la Figura 5.5(a) se comienza con el punto A y se recorren los puntos en sentido anti-horario hasta encontrar el primer vértice más lejano en el eje de abscisa. Por lo tanto, los puntos A y B son un par antipodal del polígono convexo. Posteriormente, se rotan a la vez las líneas de soporte verticales en sentido anti-horario, hasta que uno de ellos se alinea paralelamente con un lado del polígono (Figura 5.5(b)). En este caso, la rotación para alinear el lado CD, es menor que la rotación necesaria para que la línea coincida con el lado AB. Por tanto, los punto A y D son otro par de puntos antipodales. De esta forma, el algoritmo continúa hasta que el último par antipodal coincide con el

primero (Figura 5.5(f)). Una vez se han identificado todos los pares antipodales, se determina el par de máxima distancia. A diferencia del método MCC, donde la solución es una aproximación, mediante el método RC se halla el valor exacto del problema.

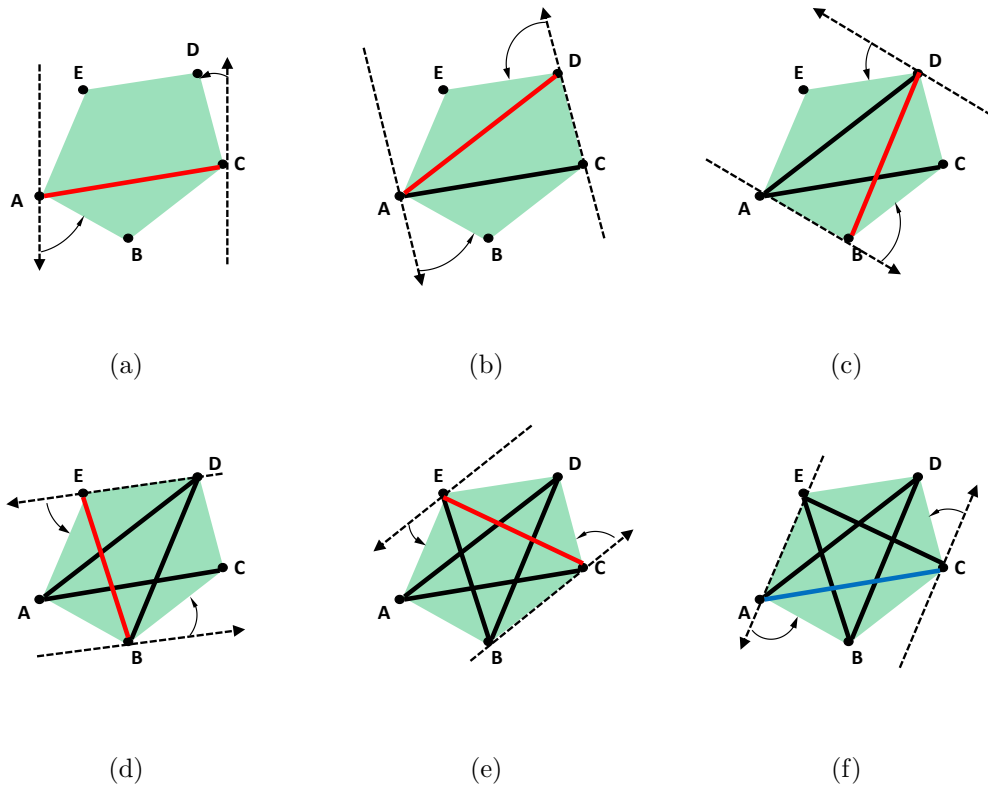


Figura 5.5: Diferentes pasos del algoritmo de RC: (a) paso 1, inicialización; (b) paso 2; (c) paso 3; (d) paso 4; (e) paso 5; (f) paso 6, finalización.

Una de las críticas realizadas por Susmel [111] y Araújo *et al.* [112] sobre el método MCC, también extrapolable al método RC, es que son métodos insensibles a la forma de la trayectoria de la tensión tangencial. Tanto Susmel como Araújo describen un ejemplo de una trayectoria proporcional y otra no proporcional, donde el método MCC halla el mismo rango de tensiones tangenciales para los dos casos. Por tanto, de acuerdo a los resultados obtenidos con el método MCC, los dos ejemplos sufrirían el mismo daño. Sin embargo, las evidencias experimentales [113] demuestran que un fenómeno no proporcional sufre mayor daño que el fenómeno proporcional con un mismo rango de tensiones tangenciales.

Como solución a este problema, existen diferentes definiciones en la bibliografía. Li *et al.* [114] propone circunscribir la trayectoria de las tensiones tangentes en una elipse de mínima área, una solución parecida al método MCC. En este caso, el rango de tensiones se define como

$$\Delta\tau = \left(2\sqrt{R_{\text{mín}}^2 + R_{\text{máx}}^2} \right)_{\text{máx}}, \quad (5.16)$$

donde $R_{\text{mín}}$ y $R_{\text{máx}}$ son los semiejes menor y mayor de la elipse. Sin embargo, Susmel [111] describe el método como computacionalmente ineficiente.

Una aproximación parecida a la propuesta de Li *et al.* lo presentan Araújo *et al.* [112], donde proponen el cálculo de la envolvente rectangular máxima -del inglés, *Maximum Rectangular Hull* o MRH-. El método MRH, mostrado en la Figura 5.2.2, consiste en rotar el rectángulo mínimo que contienen todos los puntos, de manera que se busca maximizar la hipotenusa que definen los lados de la envolvente rectangular. Este algoritmo, es un caso particular de la conocida envolvente rectangular orientada -del inglés, *Oriented Bounding Box* o OBB- empleada en el ámbito de la geometría computacional [115]. En este caso, el tiempo de ejecución depende de la tolerancia preestablecida, siendo necesarios según los autores entre 5 y 10 rotaciones para alcanzar la convergencia. En la Figura 5.2.2 se observa cómo el valor de $\Delta\tau$ es mayor que el obtenido con los métodos MCC y RC, simulando en cierta medida el mayor daño que genera un fenómeno no proporcional. Una ventaja adicional de este método en comparación con los presentados hasta ahora, es que la implementación en código es muy sencilla.

Adicionalmente, el caso particular más sencillo de la OBB es la envolvente rectangular alineada con los ejes -del inglés, *Axis Align Bounding Box* o AABB [115] mostrada en la Figura 5.6(b)-, no siendo necesario la rotación del rectángulo. Por lo tanto, el cálculo del rango de la tensión tangencial se convierte en trivial y el tiempo de ejecución del algoritmo es igual que en el caso del parámetro SWT. Como en el caso del método del MRH, este algoritmo tiene en cuenta también la no proporcionalidad.

En teoría, algunos de los métodos presentados responden mejor a la física del problema, como el método MRH y el método AABB, ya que tienen en cuenta el efecto de la no proporcionalidad. Sin embargo, la decisión final de usar un

5.2. Simulación numérica 2D vs. 3D

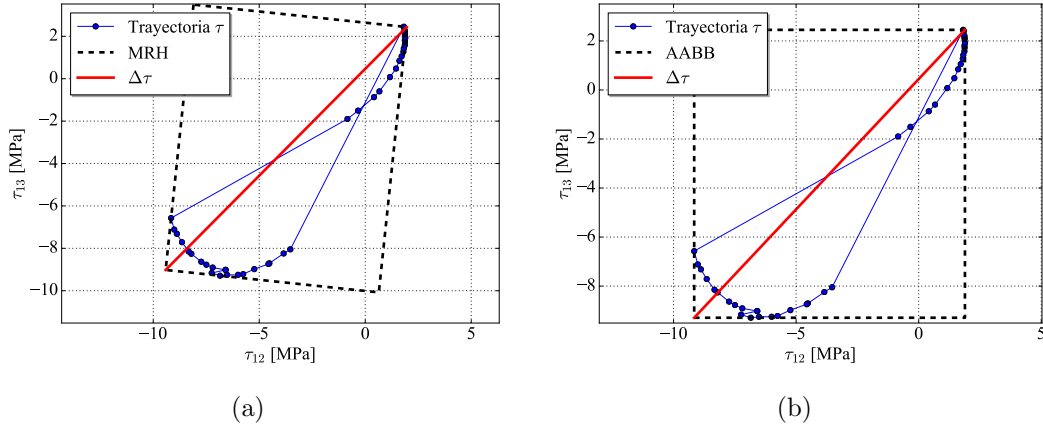


Figura 5.6: Métodos de cálculo del rango tangencial sensibles a fenómenos multiaxiales no proporcionales: (a) método MRH (envolvente rectangular máxima); (b) método AABB (envolvente rectangular alineada con los ejes)

método sobre otro debe depender principalmente de la correlación experimental y del tiempo de ejecución.

Para probar la respuesta de los métodos descritos a los casos analizados en este trabajo, se ha realizado una simulación de desgaste y fatiga por *fretting* en una configuración de hilos de 0.45 mm de diámetro cruzados a 90° . Para el análisis multiaxial, se ha empleado el parámetro FS2016 sobre el hilo sometido a cargas uniaxiales de fatiga. La zona de contacto de este hilo se ha discretizado en 2400 elementos finitos y el estudio multiaxial se ha realizado con un intervalo entre planos de 30° (36 planos en total por elemento). El objetivo de la simulación no es determinar cual de los métodos tiene mejor correlación experimental, sino comparar si existen diferencias reales de estimación entre los diferentes métodos y comparar el tiempo de ejecución de cada uno de los algoritmos.

La Tabla 5.1 resume el tiempo de computación de los diferentes métodos. Tal como era de esperar, el tiempo de cálculo más bajo corresponde al método AABB, ya que el cálculo es directo. Los siguientes métodos más rápidos son el MRH y RC, aunque los algoritmos son bastantes más lentos, tardando 2,83 y 3,5 veces más respectivamente. El más lento de los algoritmos de aceleración es el método MCC, tardando más de 6 veces más que el AABB. De todas formas, todos los algoritmos son bastante más rápido que la técnica de la fuerza bruta, que es 37,5 veces más lento que el método más rápido.

Tabla 5.1: Tiempos de ejecución para cada ciclo de desgaste y fatiga por *fretting* analizado de los diferentes algoritmos para el cálculo del rango de la tensión tangencial.

Método	Tiempo de ejecución (s)	% de AABB
	<i>s</i>	-
Fuerza Bruta	450	3750
MCC	76	630
RC	42	350
MRH	34	283
AABB	12	100

La Figura 5.7 muestra la distribución del daño de Miner y la estimación de ciclos del parámetro FS2016 empleando los algoritmos MCC, RC, MHR y AABB respectivamente, en el centroide de los elementos de la superficie de contacto. Las figuras se muestran en alzado, perpendicular al plano de la fuerza de contacto. Se observa que la solución de los 4 métodos es prácticamente la misma, tanto en el daño generado como la estimación de vida. Esto último puede ser porque la zona de iniciación de grieta puede estar sometido solamente a esfuerzos uniaxiales, tal como se ha concluido en la sección 3.7.5.4 del Capítulo 3. Por tanto, si existe una distribución de tensiones uniaxiales en esta zona todos los métodos deben dar el mismo resultado ya que es un fenómeno proporcional.

Dado que la simulación global realizada lo constituyen alrededor de 100 ciclos distintos, y todos los métodos estiman la misma vida a fatiga, se concluye que no existe una diferencia real entre los diferentes algoritmos analizados. Por tanto, no merece la pena utilizar métodos complicados que requieren además un mayor coste computacional, por lo que se opta por el uso del método AABB. Además, una ventaja adicional del algoritmo AABB es que al ser un método muy rápido permite reducir el intervalo de planos, ventaja que los otros métodos no ofrecen.

5.2. Simulación numérica 2D vs. 3D

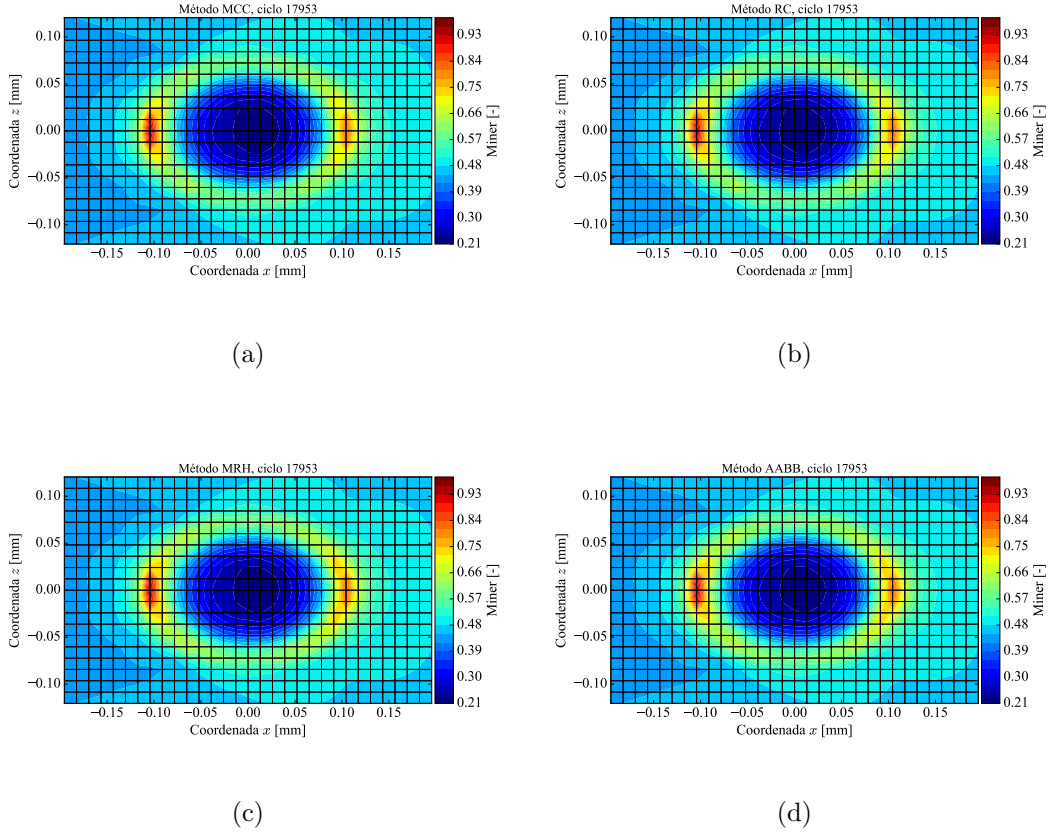


Figura 5.7: Cálculo del daño de Miner para los diferentes métodos: (a) método MCC (círculo mínimo circunscrito); (b) método RC (calibre rotador); (c) método MRH (envolvente rectangular máxima); (d) método AABB (envolvente rectangular alineada con los ejes).

5.2.3. Singularidad de esquina

El estudio de la propagación de grieta en 3D introduce nuevas singularidades que no son contempladas en 2D. Una de ellas es la singularidad de esquina, que es producto de la contracción de Poisson en la intersección del frente grieta con el borde libre [22].

Al generarse esta singularidad en una zona pequeña, en comparación con la longitud total del frente de grieta, generalmente su influencia es ignorada. Sin embargo, el efecto de esta singularidad en fatiga puede llegar a ser importante ya que produce una reducción de K_I , modificando la morfología de la grieta y la

velocidad de propagación.

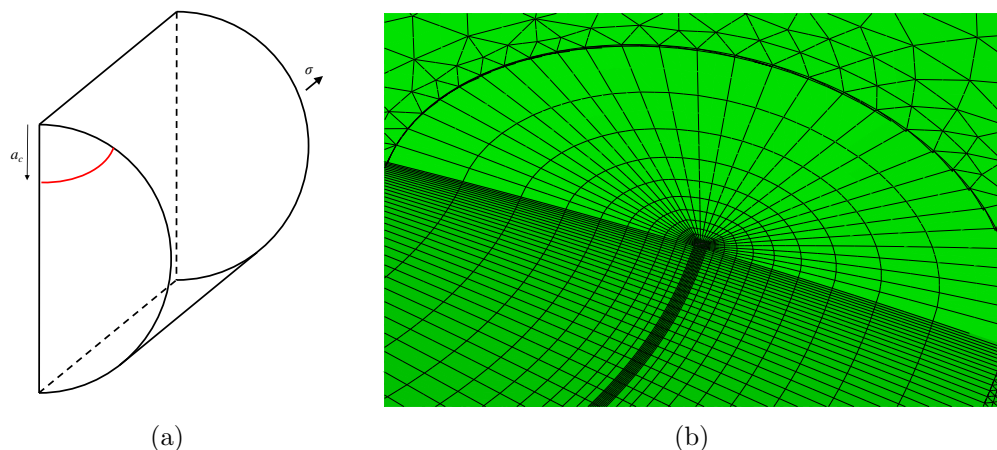


Figura 5.8: Esquema de la simulación de un hilo con fisura sometido a tracción pura y mallado de EF: (a) porción del hilo considerado en la simulación; (b) elementos C3D20 en la intersección del frente grieta con el borde libre.

Como ejemplo de análisis del estado triaxial a lo largo del frente de grieta se ha realizado una simulación mediante el FEM de un hilo de 0,45 mm de diámetro con una grieta elíptica, sometido a tracción pura. Por razones de simetría, se ha realizado la simulación de un cuarto del hilo trefilado como se muestra en la Figura 5.8(a). Los elementos empleados alrededor del frente de grieta son los hexaedricos C3D20 (Figura 5.8(b)) con un mayor refinamiento en la intersección del frente grieta con el borde libre, siendo el elemento más pequeño de $0,05 \times 0,05 \times 0,075 \mu\text{m}$. La Figura 5.9 muestra de forma amplificada la solución del elementos finitos del efecto de la contracción producida en la intersección del frente con la superficie.

Para facilitar la lectura de los datos, en la Figura 5.10 se muestra el sistema local de coordenadas tangente al frente de grieta (5.10(a)) y del ángulo que define la posición de los puntos del frente de fisura (5.10(b)).

La Figura 5.11(a) representa la distribución de la deformación transversal ε_{33} a lo largo de la longitud de la fisura. Por un lado, se observa que el término ε_{33} no es nulo en ningún punto y no se cumple el estado de deformación plana derivado del caso de 2D. Para caracterizar de forma correcta el campo de tensiones es necesario la consideración del segundo término de la serie de Williams, el término conocido

5.2. Simulación numérica 2D vs. 3D

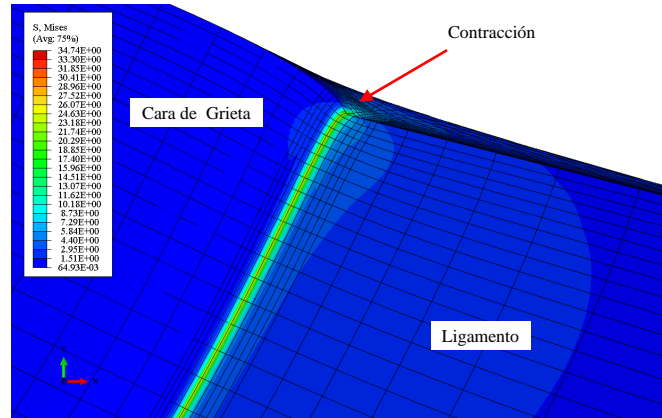


Figura 5.9: Singularidad de esquina, producto de la contracción de Poisson en la intersección del frente grieta con el borde libre.

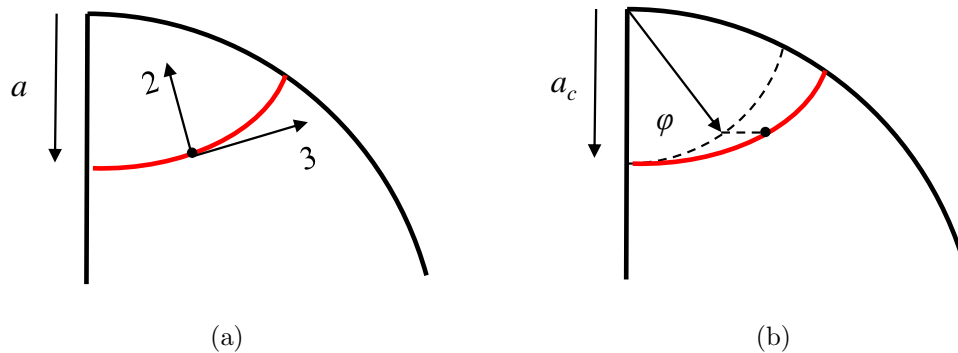


Figura 5.10: Esquema para la lectura de datos: (a) sistema local de coordenadas para el frente de grieta; (b) ángulo de definición de la posición a lo largo del frente de grieta [21].

como *T-stress*, que representa la tensión paralela a las caras de grieta. Por otro lado, se observa el comportamiento singular de la deformación transversal en la intersección del frente de grieta con el borde libre producido por la contracción de Poisson. Tal como se ha mencionado anteriormente, uno de los efectos de esta singularidad es la importante reducción del FIT K_I , mostrado en la Figura 5.11(b). Además, las integrales de dominio empleadas para el cálculo de los FIT se basan en grietas rectas derivadas de 2D, aunque se sabe que la solución de una grieta curva no es la misma. En la tesis de Albuixech [21] se puede encontrar más información acerca de los métodos existentes para el cálculo de los FIT en grietas curvilíneas.

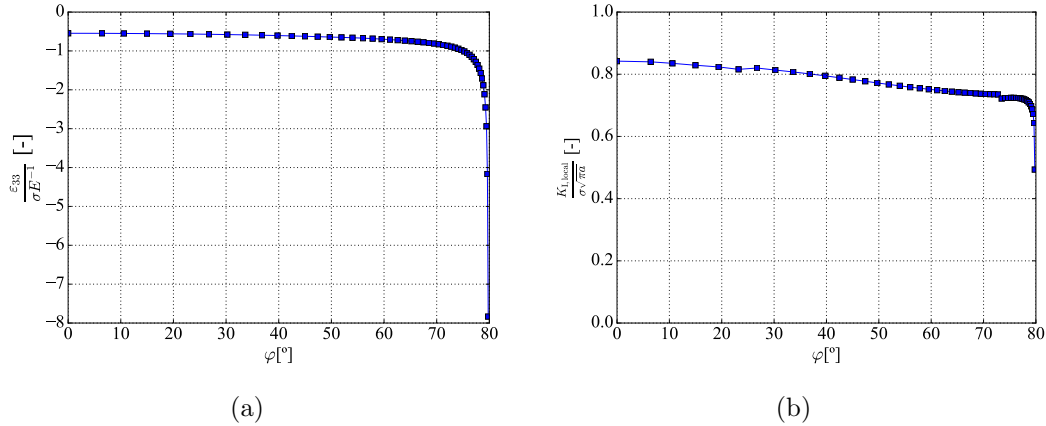


Figura 5.11: Resultados de la simulación del hilo metalico con fisura elíptica sometido a tracción pura: (a) distribución de ε_{33} a lo largo del frente de grieta; (b) distribución de K_I a lo largo del frente de grieta.

5.3. Metodología numérica 3D

La metodología numérica 3D desarrollada es una extensión natural de la metodología 2D que se describe en el Capítulo 3. El cálculo completo se ha dividido en una serie de simulaciones sucesivas donde se realiza el estudio multiaxial al final de cada ciclo. Actualmente, la metodología 3D no contempla la fase de propagación de grieta.

La principal diferencia de la metodología 3D en comparación con el 2D se encuentra a la hora de aplicar la técnica para simular el desgaste. En 2D, el cálculo de desgaste se realiza al final de cada ciclo, después de obtener la distribución de tensiones y deslizamiento de todo el ciclo. Posteriormente, se *mueven* todos los nodos de manera simultánea de acuerdo con el desgaste calculado para el número de ciclos determinado. Sin embargo en 3D, se ha empleado el código de desgaste desarrollado por Cruzado [4], mediante la rutina de usuario UMESHMOTION disponible dentro del código comercial de elementos finitos Abaqus FEA. Mediante esta técnica el cálculo de desgaste y el desplazamiento de los nodos se realiza de forma incremental durante el ciclo. Una de las principales ventajas de realizar el movimiento de nodos en cada incremento de simulación es que se consigue una superficie de contacto más suave, siendo posible el empleo de saltos de ciclo mayores y de esta manera reducir el tiempo de cálculo.

5.3.1. Descripción del algoritmo desarrollado

En la Figura 5.12 se observa el diagrama de flujo del modelo desarrollado. El código se ha escrito haciendo uso del programa de elementos finitos comercial Abaqus FEA, el cual se encarga de la solución del problema numérico.

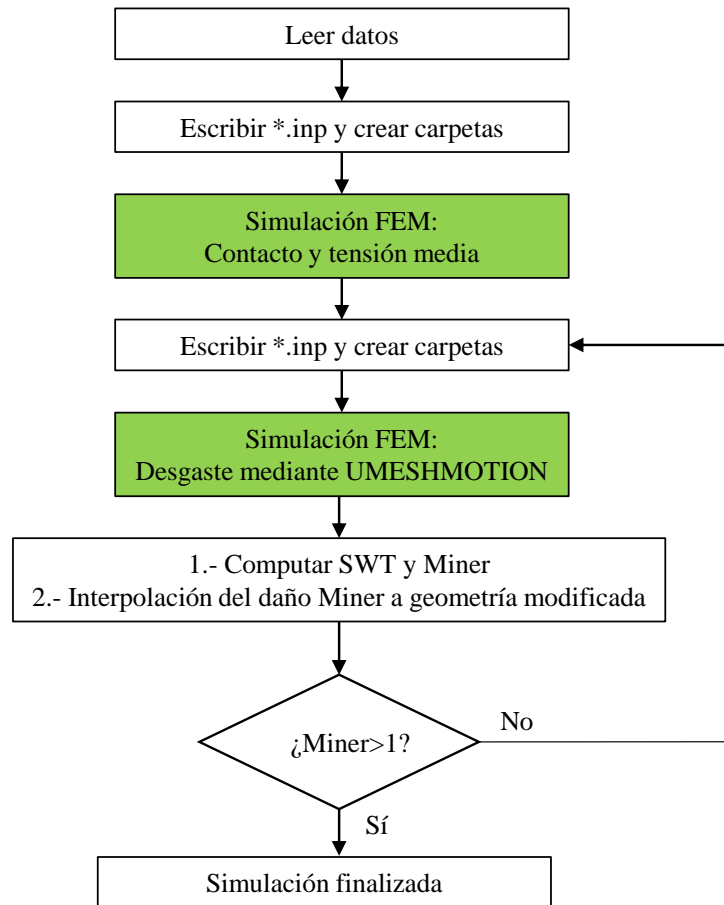


Figura 5.12: Algoritmo 3D.

Primeramente, se lee un archivo *.inp de Abaqus previamente generado. Este fichero contiene la información necesaria para definir el mallado y generar los conjuntos de nodos y elementos para el cálculo numérico. A continuación, se define el objeto del par tribológico y se realiza la simulación de un ciclo. Una vez terminado el cálculo, se realiza un análisis para determinar el daño producido según el salto de ciclo establecido. Posteriormente, una vez generado el archivo

*.inp del siguiente ciclo de simulación, se ha empleado el comando de Abaqus FEA *restart* para continuar la simulación desde el último paso de tiempo. De esta manera, el análisis multiaxial se convierte en parte integral de la simulación de desgaste, por lo que se soluciona el problema de la metodología propuesta por Madge *et al.* [51] y Cruzado *et al.* [50] donde es necesario realizar una definición inicial del número de ciclos que se va a simular, ya que el análisis multiaxial es un post-proceso que se realiza después de la simulación de desgaste. Este algoritmo se repite hasta que el daño acumulado de Miner sea superior a 1. Debido a la existencia del desgaste, la estimación del daño de Miner se modifica de ciclo a ciclo, por tanto, se ha empleado la implementación de la acumulación de Miner propuesta por Cruzado *et al.* [50].

5.3.2. Modelo de elementos finitos

El modelo de elementos finitos utilizado para la simulación de hilos cruzados se muestra en la Figura 5.13 y se ha desarrollado en el código comercial Abaqus FEA 6.9. Debido a la simetría existente de los ensayos experimentales de fatiga por *fretting* realizados en el tribómetro PREVI mkI, solamente se ha simulado un contacto de los 2 existentes. Dicho modelo está formado por elementos *brick* lineales de 8 nodos C3D8, con un mayor refinamiento de la zona de contacto mediante la técnica de particiones.

Los elementos en la zona de contacto son de $10\ \mu\text{m} \times 10\ \mu\text{m} \times 7,5\ \mu\text{m}$. En total, se consideran 4 capas (Figura 5.14) de elementos para simular el desgaste y el estudio multiaxial.

Con respecto a las condiciones de contorno, en el hilo superior de la Figura 5.15 se aplica una fuerza de contacto mediante un acoplamiento cinemático. De esta manera, los nodos están acoplados al movimiento de sólido rígido definido por un nodo de referencia. En este caso, solo se permite el movimiento en el eje normal de contacto. En la superficie inferior del hilo inferior se ha restringido el movimiento en el eje normal, mientras que en el lado izquierdo del hilo inferior se ha aplicado el desplazamiento de *fretting*. Este desplazamiento equivale al alargamiento que sufre el hilo fatigado desde el amarre empotrado hasta un poco antes de la distancia de contacto de *fretting*, de esta manera. Finalmente, en el

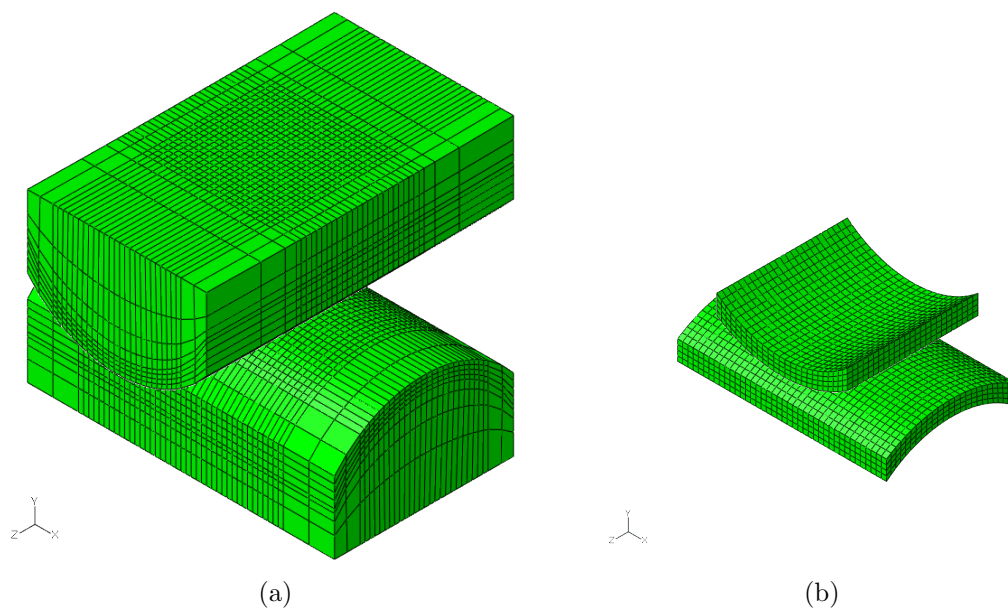


Figura 5.13: Modelo de elementos finitos formado por elementos C3D8: (a) modelo completo; (b) partición de la zona de contacto donde se considera el desgaste.

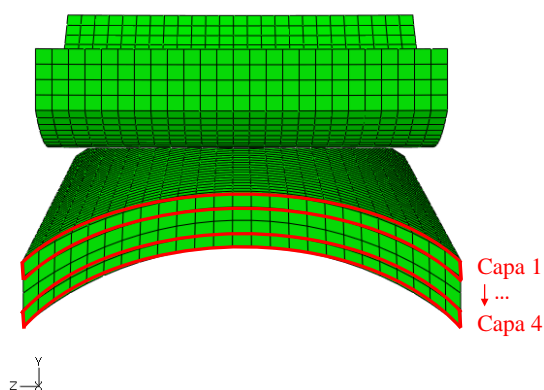


Figura 5.14: Capas de elementos donde se considera el desgaste y el estudio multiaxial.

lado derecho del hilo inferior se ha aplicado la tensión axial alterna.

De la misma manera que en el modelo 2D, para la resolución del problema de contacto tangencial se ha utilizado el modelo de Coulomb y el método de los multiplicadores de Lagrange, con el fin de obtener una resolución precisa de la distribución de deslizamientos.

La Figura 5.16 muestra los pasos de carga y deslizamiento empleados en la simulación. En el paso o *step* 1 se aplica se aplica la carga de contacto en el

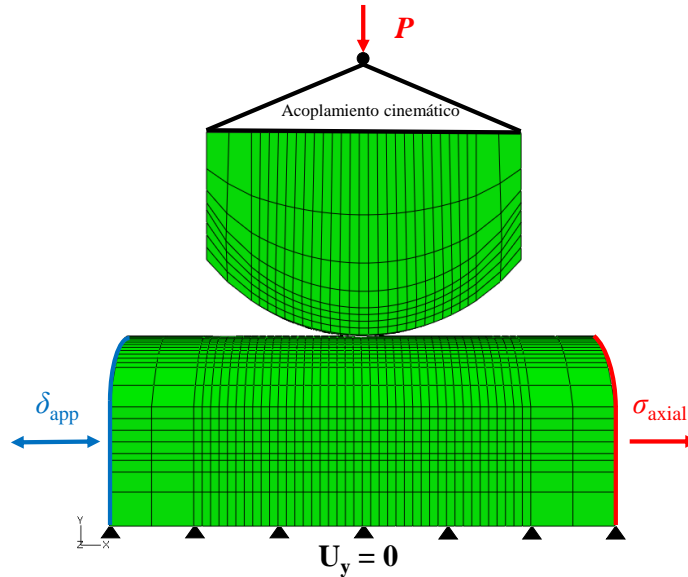


Figura 5.15: Condiciones de contorno de modelo de elementos finitos.

indentador (hilo superior). Luego, en el paso 2, se aplica la carga media de fatiga (hilo inferior). Finalmente, en el paso 3 se aplica la carga axial alterna y el desplazamiento que genera el *fretting*, los cuales se aplican en fase. En este caso, es el paso o *step* 3 el que se repite en el *loop* del algoritmo de la figura 5.12.

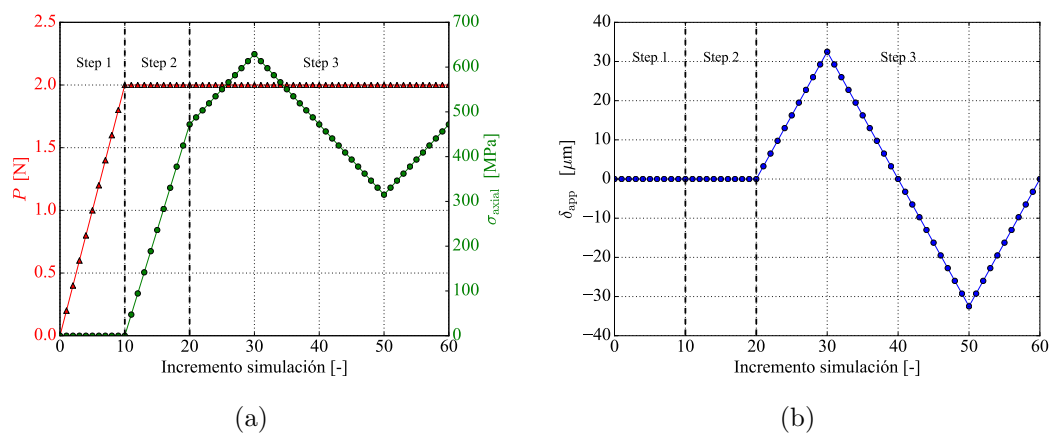


Figura 5.16: Evolución de las cargas y desplazamiento aplicados: (a) fuerza de contacto y carga axial de fatiga; (b) desplazamiento.

5.4. Verificación mediante FEM del contacto en fatiga por *fretting* de hilos cruzados

Para validar que las condiciones de contorno y aplicación de las fuerzas actuantes describen de forma correcta las condiciones del ensayo experimental se han realizado dos verificaciones en torno a la presión de contacto y la distribución de la tensión tangencial.

En el caso de la verificación de la presión de contacto, la Figura 5.17(a) muestra la distribución de esta presión de contacto para diferentes dimensiones del elemento (la longitud mostrada en la figura corresponde a las coordenadas x y z), en el último incremento del paso 1. Por un lado, se observa que la solución numérica para el elemento de $10\ \mu\text{m}$ de longitud es pobre. Por otro lado, se observa que a medida que se disminuye el tamaño del elemento, la presión de contacto se ajusta mejor a la solución de Hertz. Por tanto, se verifica que el modelo numérico representa de forma correcta la presión de contacto. Debe mencionarse que el número de elementos en contacto es muy bajo, incluso para los elementos de $2,5\ \mu\text{m}$. Sin embargo, tal como se ha descrito en la sección 5.2.1, a medida que la superficie de contacto se desgasta el número de elementos en contacto aumenta considerablemente.

Por otro lado, la verificación de la tensión tangencial no se ha podido realizar del mismo modo que se ha realizado para el caso 2D, es decir, mediante la comparación con soluciones analíticas ya que en 3D no existe una solución analítica en condiciones de deslizamiento parcial.

La alternativa que se ha elegido para verificar el comportamiento tangencial ha sido la comparación del *fretting loop* experimental con la solución numérica. La Figura 5.17(b) muestra la comparación del ciclo de histéresis de la fuerza tangencial captada por los dos sensores multiaxiales y el ciclo de histéresis de la fuerza de rozamiento de la superficie de contacto del resultado numérico en el ciclo 20000. Por un lado, se observa que cuando $\delta = 0\ \mu\text{m}$, tanto la fuerza de rozamiento de la simulación como lo captado por los dos sensores coinciden en las dos direcciones de movimiento. Por otro lado, para valores de $\delta \neq 0\ \mu\text{m}$ los resultados no coinciden. En el apartado 4.5.3 se ha visto que según cómo

es la huella de desgaste la forma del ciclo de histéresis captada por los sensores es diferente, debido a que a generación de la huella de desgaste introduce una componente de la fuerza de contacto en la fuerza tangencial, que se suma (o resta) a la fuerza de rozamiento. Por tanto, cuando la dirección del vector de la fuerza de rozamiento de la superficie de contacto y del vector de la fuerza tangencial medida por el sensor coinciden, es decir, a su paso por el origen ($\delta = 0 \mu\text{m}$), los resultados deben ser iguales. Tal como se observa en la Figura 5.17(b) los resultados de la simulación y el ensayo experimental son iguales cuando $\delta = 0 \mu\text{m}$, por lo que se verifica que el modelo numérico representa de forma correcta la fuerza de rozamiento.

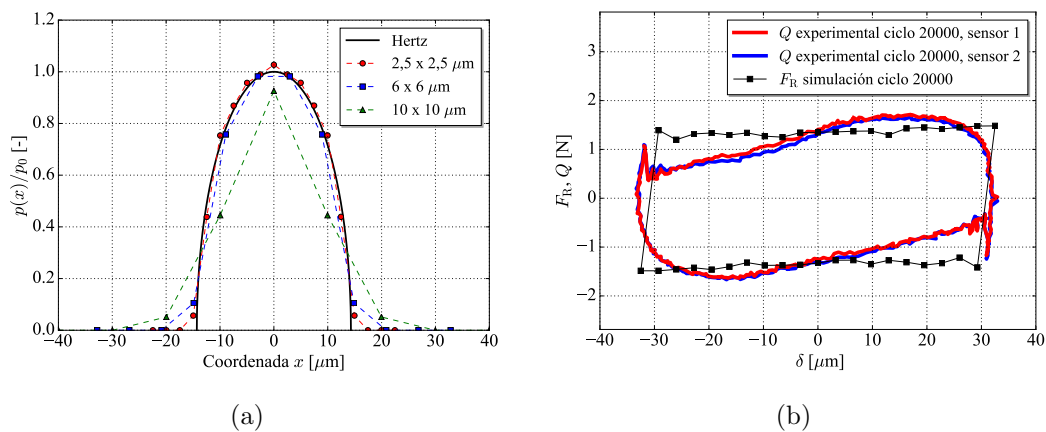


Figura 5.17: Verificación de la simulación numérica: (a) presión de contacto; (b) fuerza tangencial.

5.5. Calibración del modelo numérico mediante ensayos experimentales

Para la calibración de la simulación numérica es necesario conocer los siguientes datos experimentales:

- Desgaste por *fretting*: Este ensayo permite conocer el coeficiente de fricción y de desgaste.

5.5. Calibración del modelo numérico mediante ensayos experimentales

- Fatiga uniaxial: Este ensayo permite conocer la curva S-N y ε -N del material y obtener los términos de Basquin y Coffin-Manson.

En los siguientes apartados se describen la obtención de dichos datos experimentales.

5.5.1. Calibración de los coeficientes de fricción y desgaste

El coeficiente de desgaste y fricción empleados en las simulaciones han sido tomados de la tesis de Cruzado [4], donde realizó los ensayos de desgaste por *fretting* para el mismo tipo de hilo trefilado de 0,45 mm de diámetro empleado en esta tesis. Dichos coeficientes se muestran en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2: Coeficientes de desgaste obtenidos por Cruzado [4] a partir de ensayos de desgaste por *fretting* para diferentes cargas y ciclos en hilos trefilados de 0,45 mm de diámetro.

	Coef. de desgaste (10^{-8} mm ² /N)		Coef. de fricción
	Hilo superior	Hilo inferior	
2N- 130 μ m - 50000 ciclos	2,32	2,34	0,7

5.5.2. Calibración de los coeficientes de Basquin y Coffin-Manson

Los términos de Basquin y Coffin Manson empleados en los FIPs deben ser para una relación de asimetría de cargas $R = -1$. Sin embargo, dada la esbeltez mecánica de los hilos trefilados no ha sido posible realizar los ensayos de fatiga uniaxial para dicha relación de cargas.

Como método alternativo para obtener los términos de Basquin, se ha empleado la relación existente entre la tensión media y el rango de tensiones (ecuación 5.17), para convertir los ensayos realizados de $R > 0$ a $R = -1$ [116].

$$\sigma_m = \frac{1 + R}{1 - R} \sigma_a, \quad (5.17)$$

Por tanto, es posible sustituir esta expresión en las ecuaciones de tensión media (ecuaciones 5.18–5.20) para conseguir la amplitud de tensión reversa equivalente

(σ_{ar}) $R = -1$. Dowling [116] analizó algunas de estas expresiones como la ecuación modificada de Goodman (ecuación 5.18), Smith-Watson-Topper (SWT_{eq} , ecuación 5.19) o Gerber (ecuación 5.20).

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1, \quad (5.18)$$

$$\sigma_{ar} = \sqrt{\sigma_a \sigma_{m\acute{a}x}}, \quad (5.19)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 = 1, \quad (5.20)$$

Dowling [116] concluyó que la ecuación modificada de Goodman tiene poca precisión, describiéndola como excesivamente conservadora debido al uso de la resistencia a la tracción. En cambio, sugirió la expresión SWT_{ar} como una buena opción para las aleaciones de acero y aluminio.

Para analizar cual de las 3 expresiones descritas anteriormente (ecuaciones 5.18–5.20) tiene una menor dispersión, se ha realizado una campaña de fatiga uniaxial en el tribómetro PREVI mkI para diferentes relacion de cargas $R > 0$. La Tabla 5.3 resume los resultados obtenidos en dicha campaña de ensayos experimentales.

Tabla 5.3: Campaña de fatiga uniaxial del hilo trefilado de 0,45 mm para obtener los coeficientes de Basquin.

Ensayo	Long. probeta	Frec.	σ_m	σ_a	R	N_f
n°	mm	Hz	MPa	MPa	-	ciclos
1	71	5	450	368	0,1	58449
2	71	5	613	487	0,11	31205
3	54	5	534	408	0,13	59999
4	71	5	455	330	0,16	77063
5	71	5	377	251	0,2	177499
6	54	5	380	311	0,1	96750
7	54	5	553	453	0,1	28693
8	71	5	553	453	0,1	38080
9	54	5	1502	270	0,69	106292

5.5. Calibración del modelo numérico mediante ensayos experimentales

La Figura 5.18 muestra los resultados de la conversión de $R > 0$ a $R = -1$. Por un lado, en la Figura 5.18(a) se observa la relación de la tensión media y alterna de la campaña de ensayos realizados. Por otro lado, las Figuras 5.18(b)-5.18(d) muestran el resultado del *fitting* realizados con las diferentes ecuaciones. Se observa que para los ensayos realizados la expresión que menor dispersión presenta es el SWT_{ar} , seguido de cerca por Gerber y por último la ecuación modificada de Goodman. Finalmente, la Tabla 5.4 resume los coeficientes de Basquin calibrados.

Por tanto, las expresiones seleccionadas para la conversión de $R > 0$ a $R = -1$ son las ecuaciones de Gerber y SWT_{ar} .

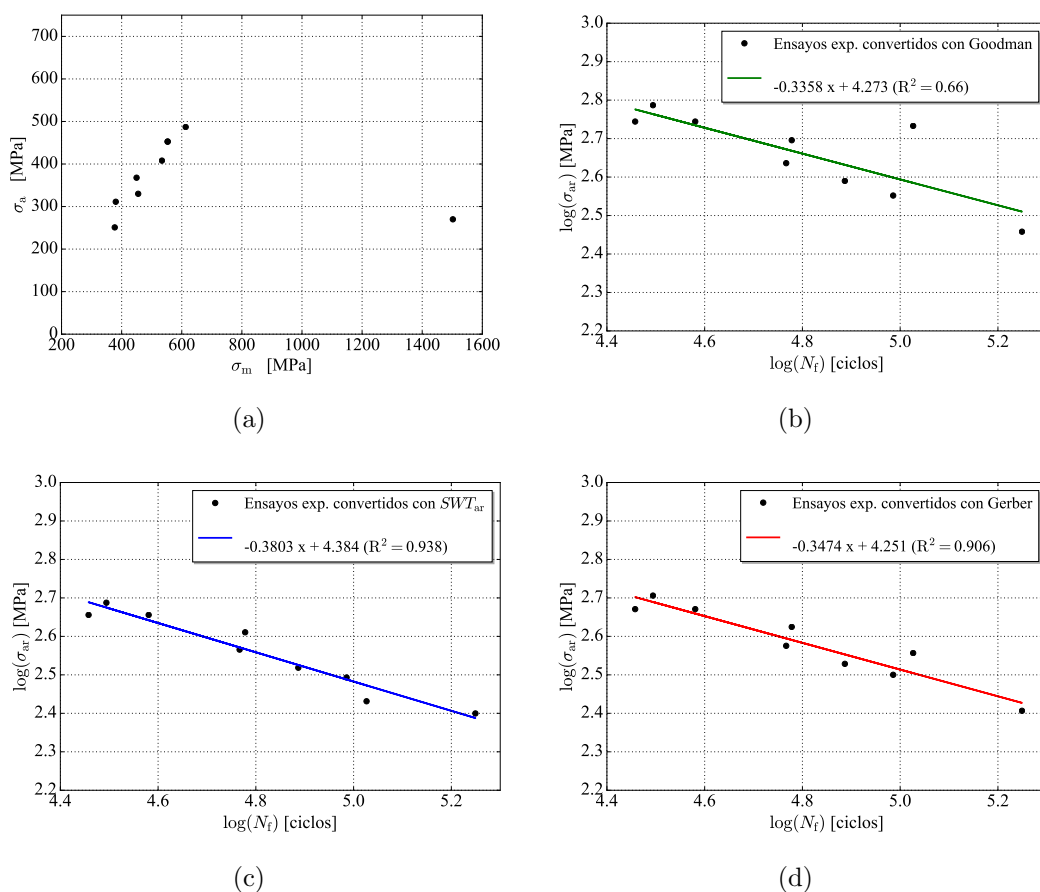


Figura 5.18: Métodos de calibración de los coeficientes de Basquin: (a) relación de la tensión media y alterna de los ensayos experimentales realizados; (b) *fitting* mediante Goodman; (c) *fitting* mediante SWT_{ar} ; (d) *fitting* mediante Gerber.

Tabla 5.4: Términos de Basquin calibrados.

	σ'_f	b
	MPa	-
SWT_{ar}	24210	-0.3803
Gerber	17823	-0.3474
Goodman	18749 qq	-0.3358

En cuanto a los término de Coffin-Manson no se ha podido realizar la campaña de ensayos experimentales a $R = -1$. Como alternativa para obtener estos coeficientes se han tomado dos metodologías diferentes. Por un lado, se ha realizado una campaña LCF con una relación de cargas $R = 0,05$. Por otro lado, en la bibliografía se han presentado diferentes métodos para obtener dichos coeficientes a partir de ensayos de tracción.

En la Tabla se resume 5.5 la campaña de fatiga uniaxial LCF realizada en la máquina universal de ensayos INSTRON 3369 para una relación de asimetría de cargas $R = 0,05$. En estos ensayos se ha medido la deformación del hilo haciendo uso de un extensómetro MakroXtens.

Tabla 5.5: Resultados obtenidos en la campaña de fatiga uniaxial LCF del hilo trefilado de 0,45 mm para obtener los términos de Coffin-Manson para una relación de cargas $R = 0,05$.

Ensayo	Long. hilo	Frec	σ_m	σ_a	R	$\Delta\varepsilon_p$	N_f
n°	mm	Hz	MPa	MPa	%	-	ciclos
1	200	0,01	1613	1487	0,05	0,096	345
2	200	0,01	1556	1430	0,05	0,070	726
3	200	0,01	1572	1446	0,05	0,078	564
4	200	0,01	1587	1461	0,05	0,087	420

Una vez realizado los ensayos se ha tomado un ciclo de fatiga a mitad de vida para cada ensayo experimental y se ha obtenido el rango de deformación plástica ($\Delta\varepsilon_p$) tal que,

$$\Delta\varepsilon_p = \Delta\varepsilon_t - \Delta\varepsilon_e = \Delta\varepsilon_t - \frac{\Delta\sigma}{E^*}, \quad (5.21)$$

donde $\Delta\varepsilon_t$ es el rango de deformación total, $\Delta\varepsilon_e$ es el rango de deformación

5.5. Calibración del modelo numérico mediante ensayos experimentales

elástica y E^* es el módulo de elasticidad obtenido mediante el ajuste lineal en el primer cuarto del ciclo ($E^* \approx E_{1/4}$, ver Figura 5.19) según la aproximación tomada por Kandil [117]. Posteriormente, se ha realizado el *fitting* en escala log-log para obtener los coeficientes de Coffin-Manson, tal como se observa en la Figura 5.20.

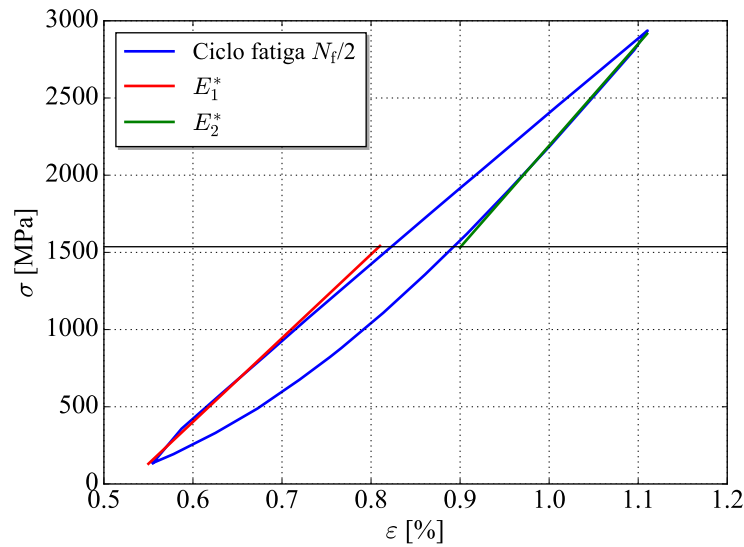


Figura 5.19: Curva de histéresis a mitad de vida para el hilo metálico de 0,45 mm.

A continuación, se describen algunas de las expresiones analizadas por Ricotta [118] para obtener los coeficientes a partir de los ensayos de tracción.

En 1965 Manson [119] propuso dos métodos para el cálculo de los coeficientes, el método de la correlación de 4 puntos y el método de la pendiente universal -del inglés, Universal Slope Method o USM- derivados de los ensayos de fatiga en control por deformación para 29 materiales (entre ellos 20 aceros), cubriendo un rango de materiales con una resistencia mecánica entre 110-2700 MPa y una reducción de área (RA) entre el 1 al 94 %:

Método de la correlación de 4 puntos

$$c = \frac{1}{3} \log \left(\frac{0,066 - \sigma_f'(20000)^b / E}{0,239 \varepsilon_f^{0,75}} \right), \quad (5.22)$$

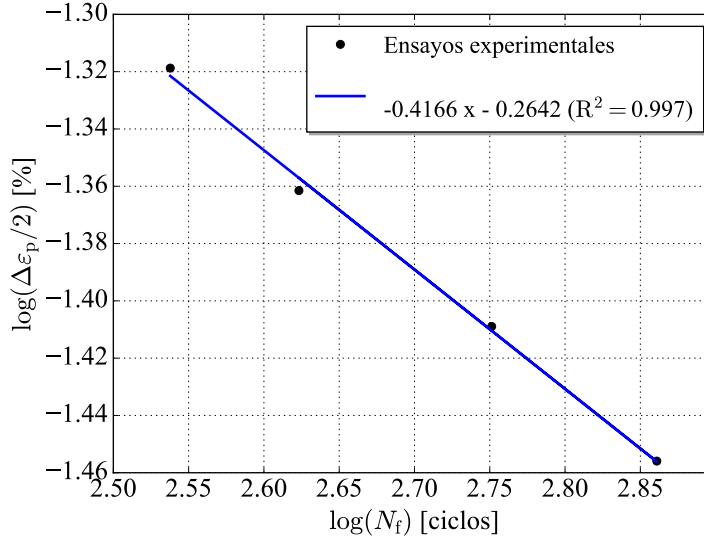


Figura 5.20: *Fitting* para la calibración de los coeficientes de Coffin-Manson.

$$\epsilon_f' = \frac{0,125}{20^c} \epsilon_f^{0,75}, \quad (5.23)$$

donde ϵ_f es la deformación real, definida como

$$\epsilon_f = \ln \left(\frac{1}{1 - RA} \right). \quad (5.24)$$

Método USM

$$c = -0,6, \quad (5.25)$$

$$\epsilon_f' = 0,76 \epsilon_f^{0,6}. \quad (5.26)$$

En 1977 Michell y Socie [120] propusieron relacionar la deformación real de rotura (ϵ_f) con el término ϵ_f' , mientras que el coeficiente c tomaron como una constante según el valor de ϵ_f . Si $\epsilon_f \simeq 1$, $c = -0,6$; si $\epsilon_f \simeq 0,5$, $c = -0,5$.

Método Mitchell-Socie

$$c = 0,6 \quad \in \varepsilon_f \simeq 1, \quad (5.27)$$

$$c = 0,5 \quad \in \varepsilon_f \simeq 0,5, \quad (5.28)$$

$$\varepsilon_f' = \varepsilon_f. \quad (5.29)$$

En 1988 Muralidhara y Manson [103] mejoraron la versión original del USM aumentando la pendiente de la línea plástica. Además, introdujeron los términos de la tensión de rotura y el módulo de elasticidad en el coeficiente ε_f' , indicando que la resistencia mecánica tiene un efecto importante en el régimen LCF.

Método USM modificado

$$c = -056, \quad (5.30)$$

$$\varepsilon_f' = 0,0196\varepsilon_f'^{0,155} \left(\frac{\sigma_u}{E} \right)^{-0,53}. \quad (5.31)$$

En el 2000 Roessle y Fatemi [121] propusieron un método simple donde solamente se requiere el valor de la dureza Brinell (HB) y el módulo de elasticidad para el cálculo de los coeficientes.

Método de Roessle -Fatemi

$$c = -0,56, \quad (5.32)$$

$$\varepsilon_f' = \frac{0,32HB^2 - 487HB + 191000}{E}. \quad (5.33)$$

En 2002 Meggiolaro y Castro [122] analizaron todos los métodos anteriores para 845 metales distintos y concluyeron que los mejores métodos son aquellos que consideran el valor de b constante. Propusieron el método de la media -del

inglés, *Median Method* o MM- tomando como constante los valores de ε'_f y c .

Método MM

$$c = -0,59, \quad (5.34)$$

$$\varepsilon'_f = 0,45. \quad (5.35)$$

Las propiedades mecánicas para la obtención de los coeficientes a partir de estos métodos se resumen en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6: Propiedades mecánicas del hilo de 0,45 mm [50].

E	σ_u	σ_y	% RA	HV0.05
GPa	MPa	MPa	-	-
210	3131	2688	33	659 ± 81

A modo de resumen, en la Tabla 5.7 se muestran los coeficientes de Coffin-Manson calibrados para los diferentes métodos analizados anteriormente.

Tabla 5.7: Términos de Coffin-Manson calibrados para los diferentes métodos empleados.

	ε'_f	c
	-	-
Ensayos $R = 0,05$	0,544	-0,416
Correlación 4 puntos	0.279	-0.497
USM	0.439	-0.60
Mitchell-Socie	0.400	-0,5
USM modificado	0.156	-0.56
Roessle-Fatemi	0,060	-0.56
MM	0.45	-0.59

5.6. Correlación numérico-experimental de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trefilados de reducido diámetro

En esta sección se presenta la correlación numérico-experimental del modelo 3D desarrollado en esta tesis. Primeramente, se definen los ensayos experimentales realizados que sirven para la comparación con el modelo numérico y se realiza un breve análisis de los resultados obtenidos. A continuación, una vez realizados las simulaciones numéricas con las condiciones definidas en los ensayos experimentales se realiza un análisis del desgaste progresivo de la superficie de contacto, además de la evolución de las tensiones debido a este cambio. Finalmente, se presenta la estimación de vida de los FIPs descritos en la revisión bibliográfica (2.3.2) y se describe la evolución del daño con el parámetro que ha presentado una mejor correlación.

5.6.1. Campaña de ensayos experimentales de desgaste y fatiga por *fretting* para la validación del modelo numérico 3D desarrollado

Para la validación del modelo numérico se han realizado dos ensayos experimentales diferentes de desgaste y fatiga por *fretting*, repitiendo 3 veces cada uno de los ensayos. En esta campaña experimental se ha modificado solamente el ángulo de cruce, siendo 90 y 60° los ángulos seleccionados.

En la Tabla 5.8 se resume los resultados de dicha campaña experimental. Por un lado, la vida media de los ensayos con un ángulo de cruce de 90° es de 23458 ciclos con una desviación media de 2846 ciclos. Por otro lado, la vida media de los ensayo con un ángulo de cruce de 60° es de 14265 ciclos con una desviación media de 4200 ciclos.

Tabla 5.8: Campaña de ensayos de desgaste y fatiga por *fretting*

Ensayo	P	δ_{app}	σ_m	σ_a	Áng. cruce	N_f
n°	N	μm	MPa	MPa	°	-
1	3	130	1502	270	90	26568
2	3	130	1502	270	90	24619
3	3	130	1502	270	90	19189
4	3	130	1502	270	60	18597
5	3	130	1502	270	60	16234
6	3	130	1502	270	60	7965

5.6.2. Evolución de la huella de desgaste

En las Figuras 5.21 y 5.22 se muestra la evolución de la huella de desgaste para las simulaciones con los ángulos de cruce de 60° y 90°. Para cada ensayo se presentan 6 gráficas, correspondiente a los ciclos 500, 2500, 5000, 10000, 15000 y 20000. Por un lado, para las dos simulaciones se observa que a medida que aumenta el número los ciclos la huella de desgaste crece progresivamente en las 3 direcciones de manera similar para los dos ángulos analizados. En el caso de la simulación realizada para un ángulo de 90°, se observa que en los primeros 2500 ciclos la superficie de contacto aumenta rápidamente en los ejes x y z hasta una longitud de 220x140 μm , mientras que en los 15000 ciclos posteriores lo hace hasta 240x190 μm . Por su parte, en el caso de la simulación realizada para un ángulo de 60°, se observa que la progresión de la superficie de contacto es similar, aunque en esta ocasión tras 2500 ciclos el eje longitudinal de la huella de desgaste es ligeramente mayor (240 μm) mientras que el eje transversal de la huella es ligeramente menor (130 μm). Por otro lado, en el caso de la simulación con un ángulo de cruce de 60° la huella de desgaste toma una forma elipsoidal con un ángulo de 30° sobre el eje de abscisas, mientras que la simulación de 90° crece en la dirección del eje x , también con una forma elipsoidal. En los dos casos, la profundidad de desgaste es similar, siendo un 5% mayor en el caso la simulación de 90°.

5.6. Correlación numérico-experimental de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trellados de reducido diámetro

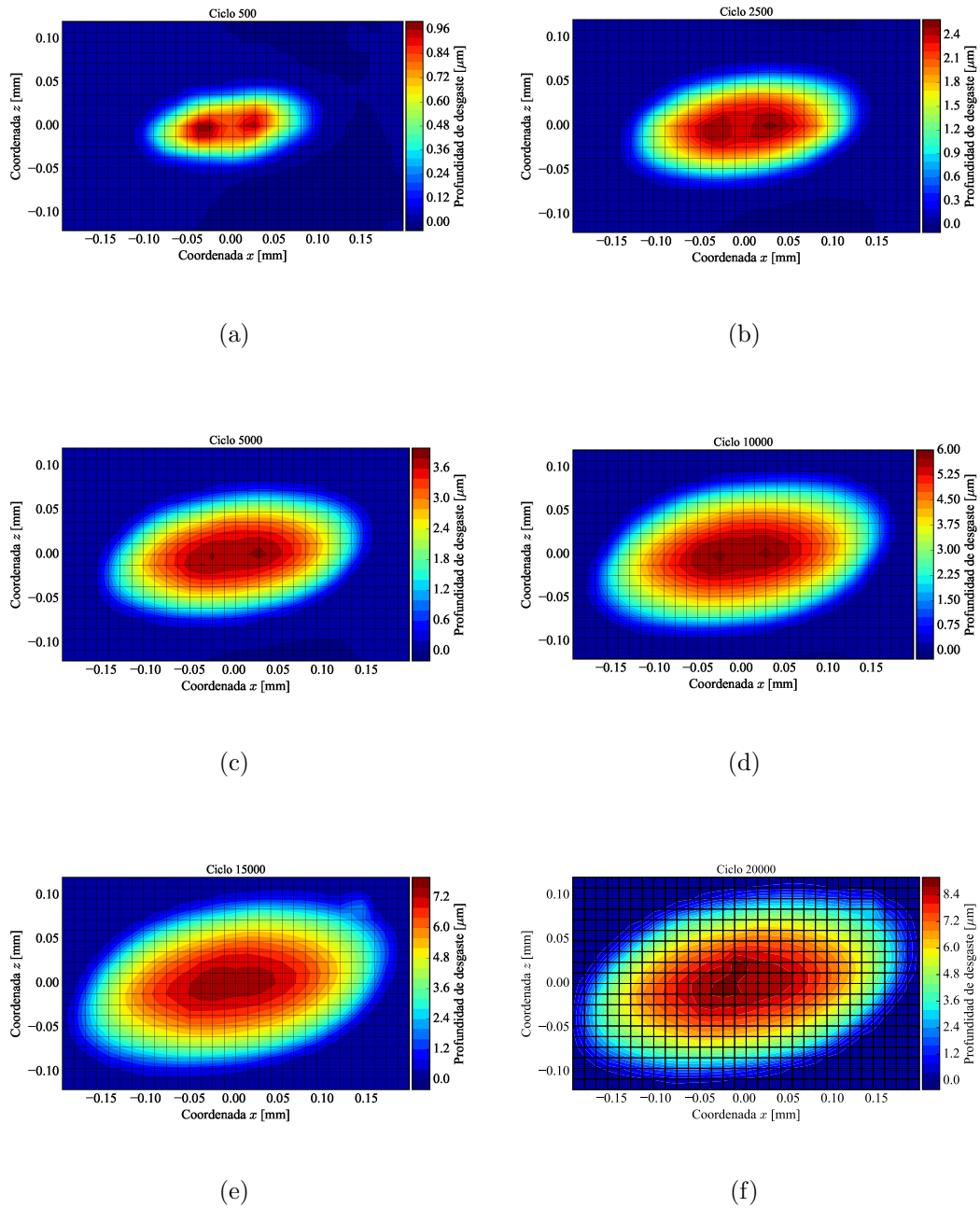


Figura 5.21: Evolución de la huella de desgaste en la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.

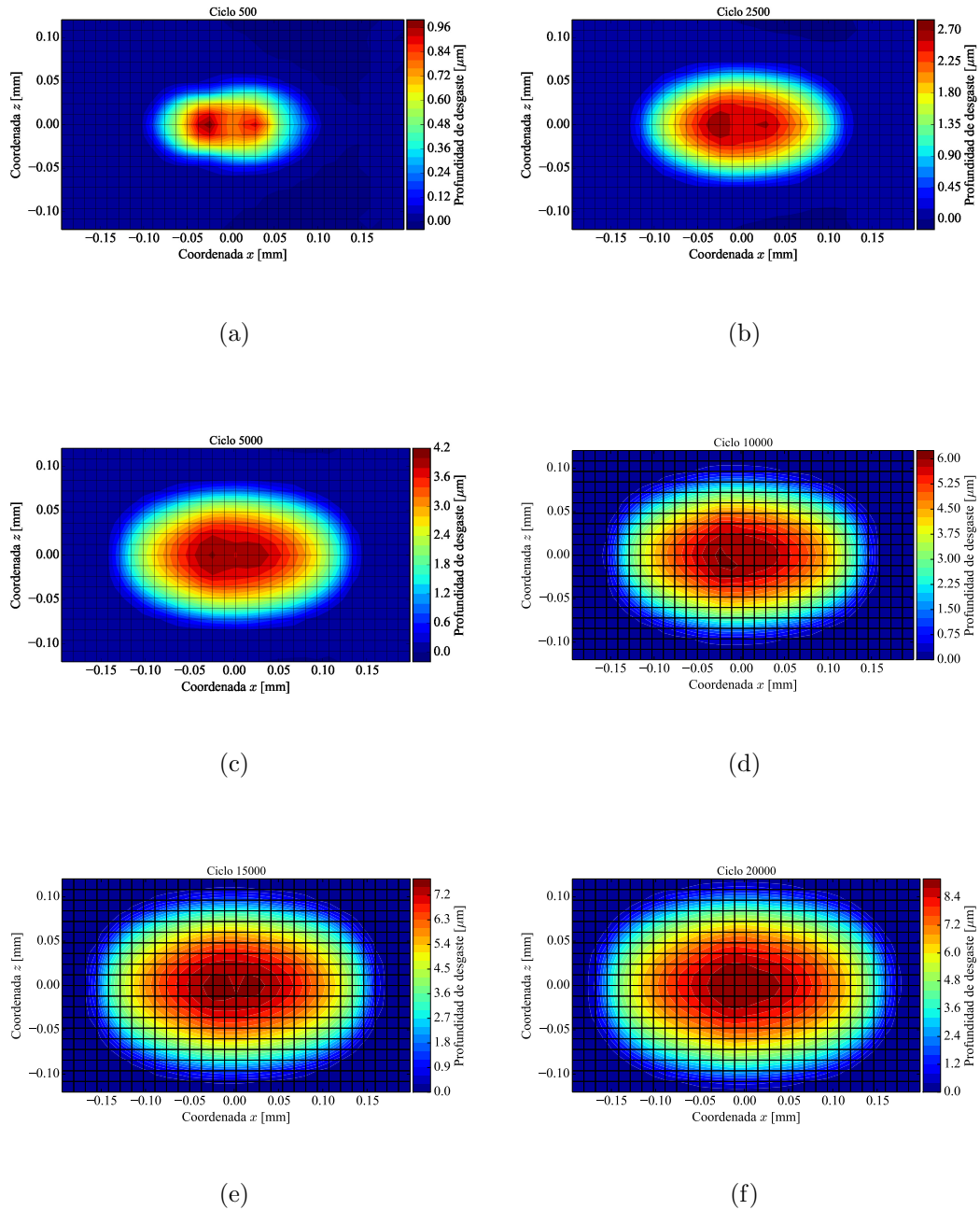


Figura 5.22: Evolución de la huella de desgaste en la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 90° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.

5.6.3. Evolución de las tensiones

En las Figuras 5.23-5.28 se muestra la evolución de las componentes del tensor de tensiones σ_{xx} , σ_{yy} y σ_{xy} para las 2 simulaciones realizadas. En cada ensayo se presentan 6 figuras correspondientes a los ciclos 500, 2500, 5000, 10000, 15000 y 20000. Todos los resultados mostrados corresponden al incremento 30 de la Figura 5.16, en el momento de la máxima carga axial.

En todas las Figuras (5.23-5.28) se observa que debido a la evolución de la superficie de contacto la zona más solicitada en cada simulación se desplaza progresivamente hacia la izquierda, ubicándose siempre en el límite de contacto en el lado opuesto a la zona de aplicación de la carga axial. Este fenómeno sucede para cada componente del tensor de tensiones y para cada ciclo. En el caso de la simulación con el ángulo de cruce de 90° , la zona más solicitada se alarga paralela al eje z , mientras que en el caso de la simulación de 60° tiene forma oblicua debido a la geometría de la huella de desgaste. En este caso, la zona más solicitada se extiende hacia el centro de la coordenada z .

En cuanto a la tensión σ_{xx} , en las Figuras 5.23 y 5.24 se destaca el elevado gradiente de tensiones en la zona más solicitada. Se observa que en la mayoría de las figuras la distancia entre la región más tensionada (zona más rojiza) y la menos tensionada (zona más azulada) es de alrededor de $10 \mu\text{m}$, siendo el cambio de tensiones mayor que 2000 MPa. Este fenómeno puede ser importante para la iniciación de grieta ya que tal como se ha visto en el 2D, ésta es la componente del tensor de tensiones que origina la iniciación de grieta. Además, en contra de lo que se ha visto en las simulaciones 2D del Capítulo 3, no se observa un descenso aparente de la tensión σ_{xx} con el paso de los ciclos. Una posible razón de este comportamiento es que la pendiente de la intersección entre la huella de desgaste y la superficie sin desgastar del hilo es mayor que en el caso 2D. En 3D, la eliminación de material supone un cambio geométrico importante para las dimensiones del hilo, por lo que la huella es profunda y con forma elipsoidal. Además, en el momento de la máxima carga axial la zona más solicitada es el vértice del contacto, siendo en todos los casos pequeña la superficie de esta zona. Este ejemplo también se extiende a las otras dos componentes del tensor de tensiones.

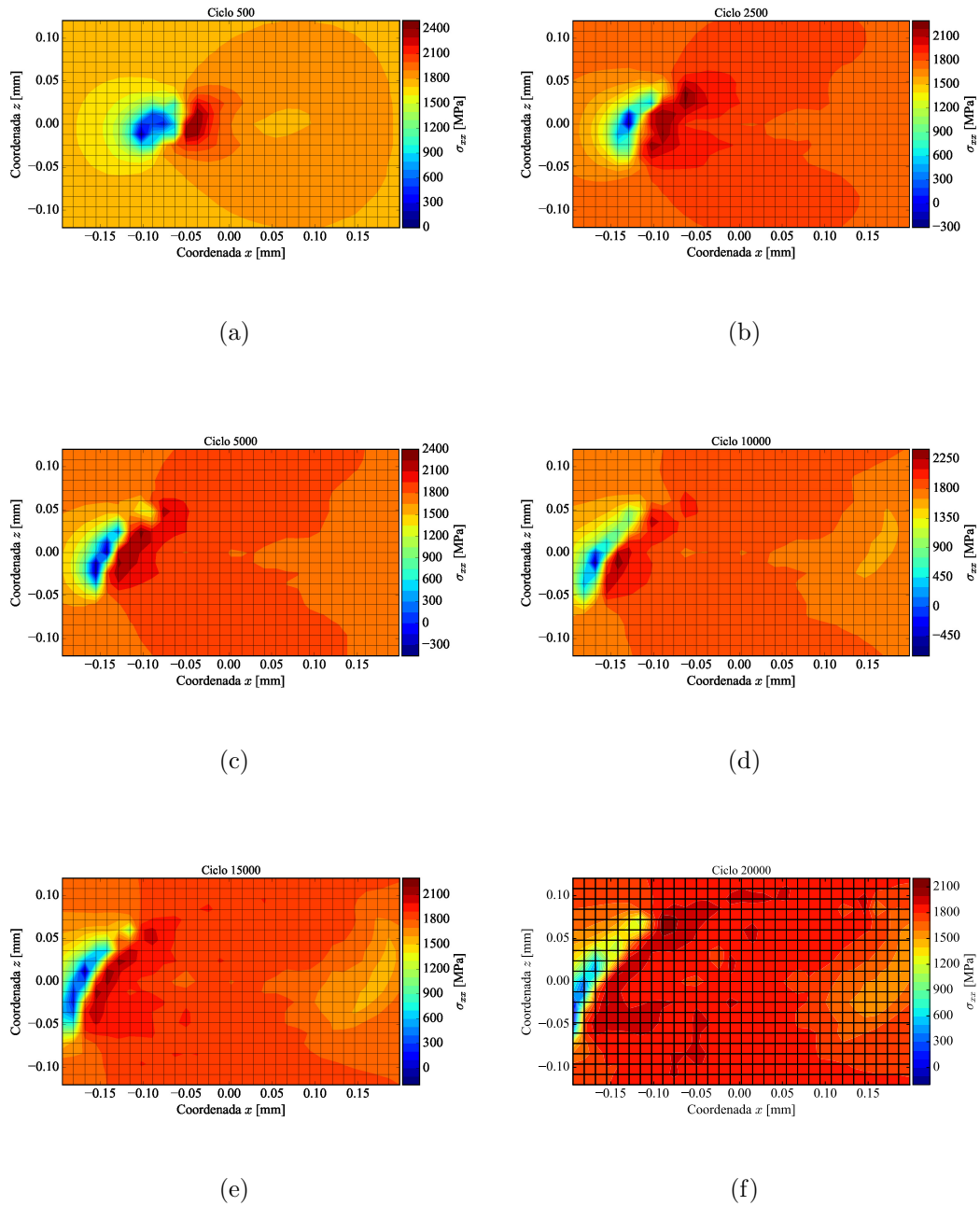


Figura 5.23: Evolución de la componente σ_{xx} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.

5.6. Correlación numérico-experimental de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trellados de reducido diámetro

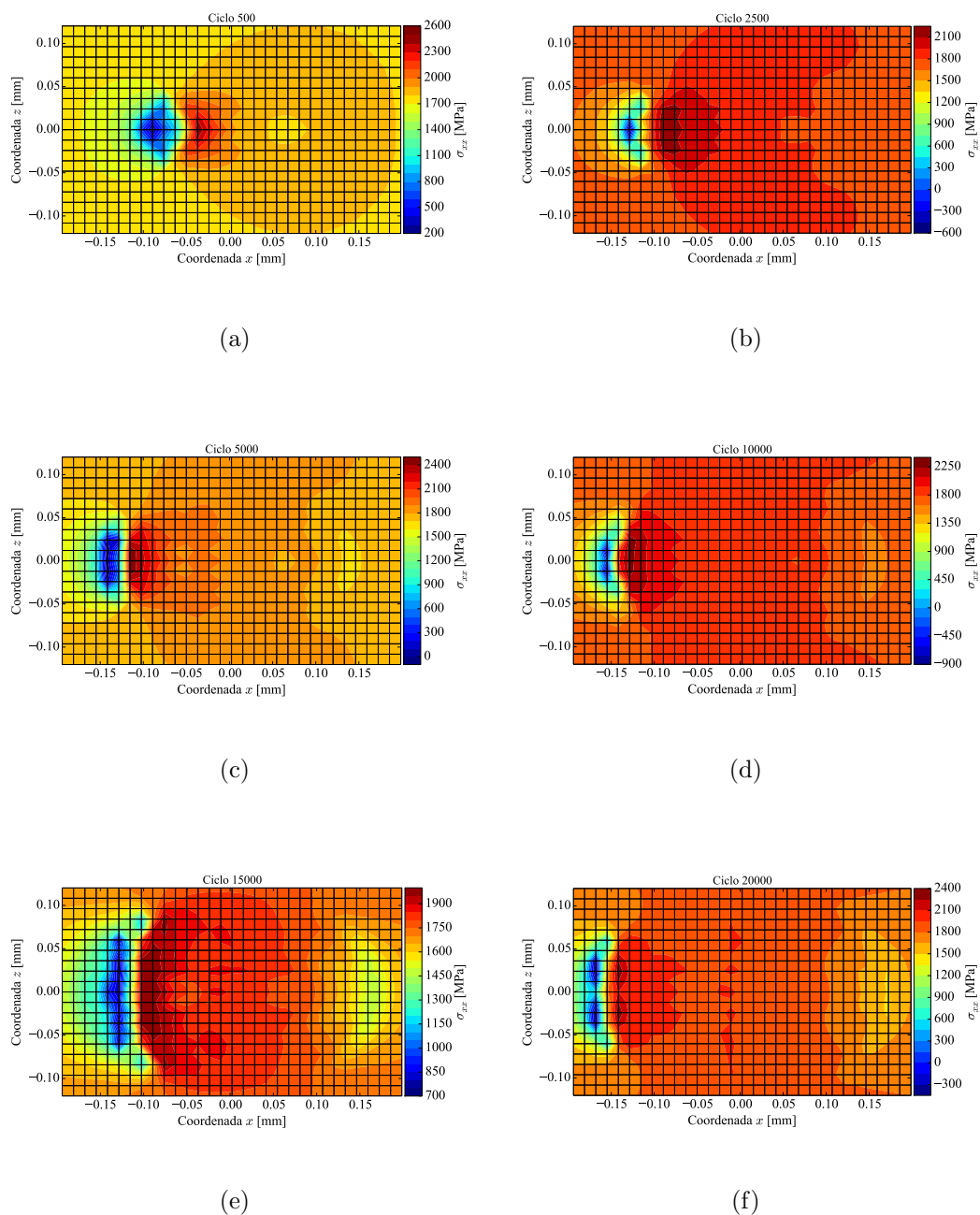


Figura 5.24: Evolución de la componente σ_{xx} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 90° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.

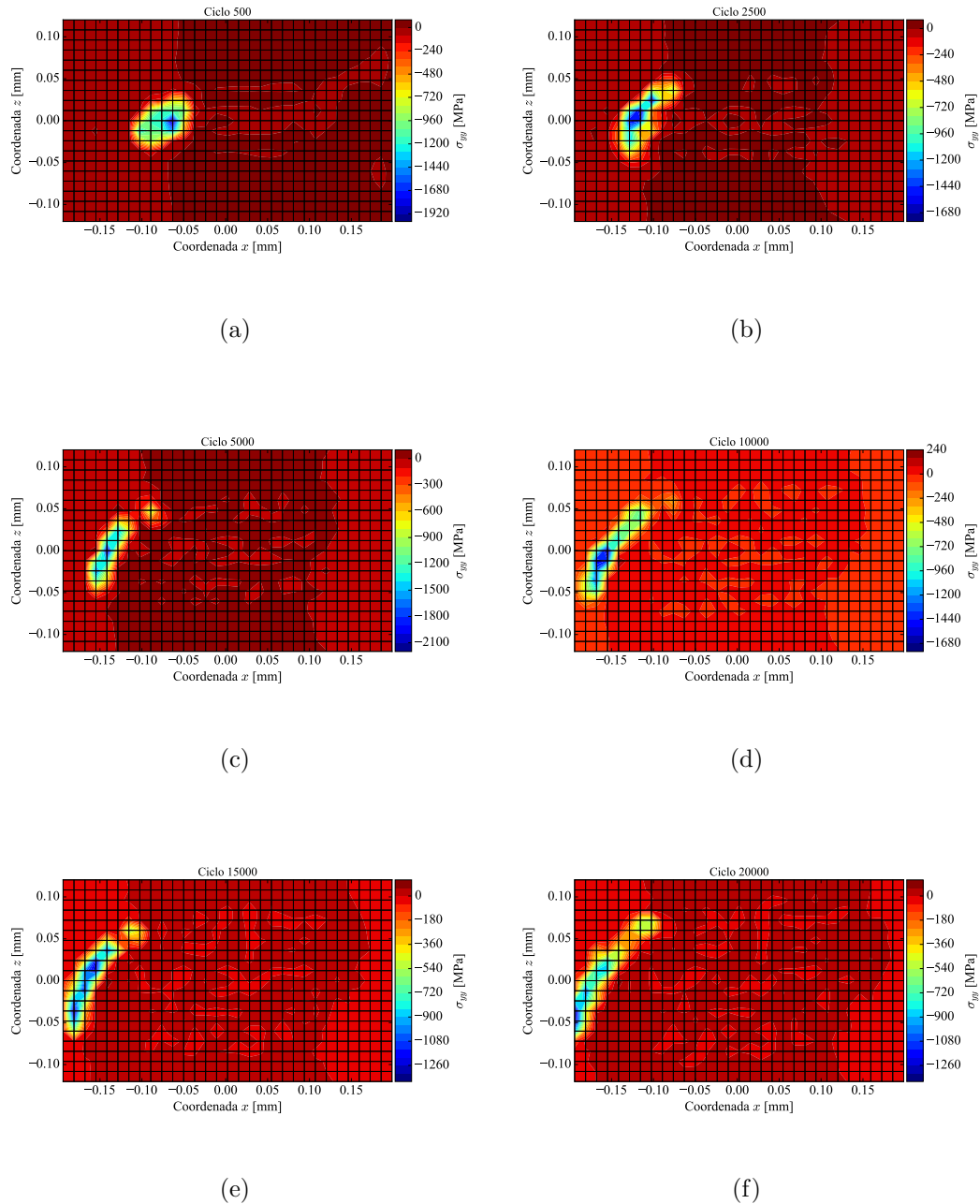


Figura 5.25: Evolución de la componente σ_{yy} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.

5.6. Correlación numérico-experimental de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trellados de reducido diámetro

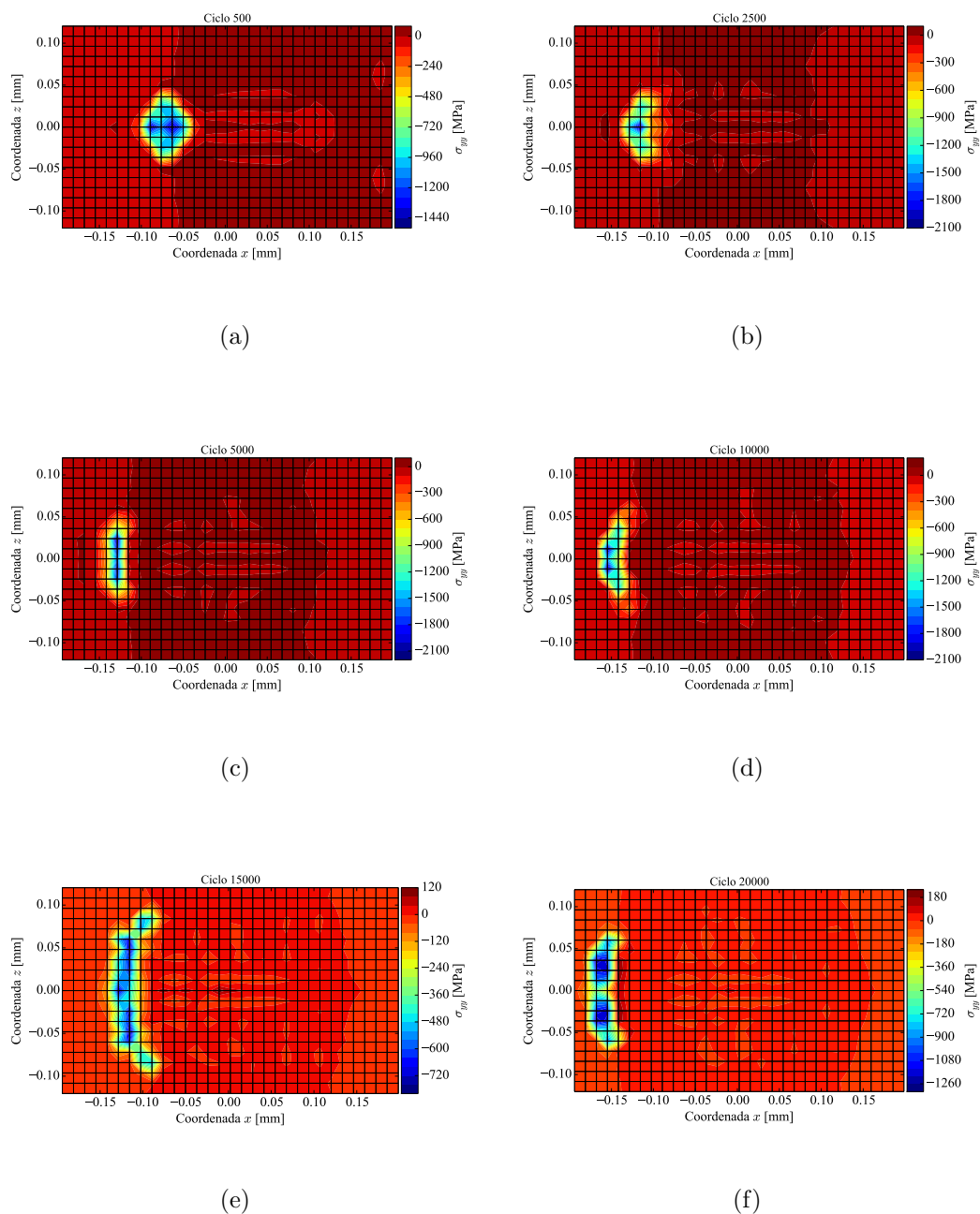


Figura 5.26: Evolución de la componente σ_{yy} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 90° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.

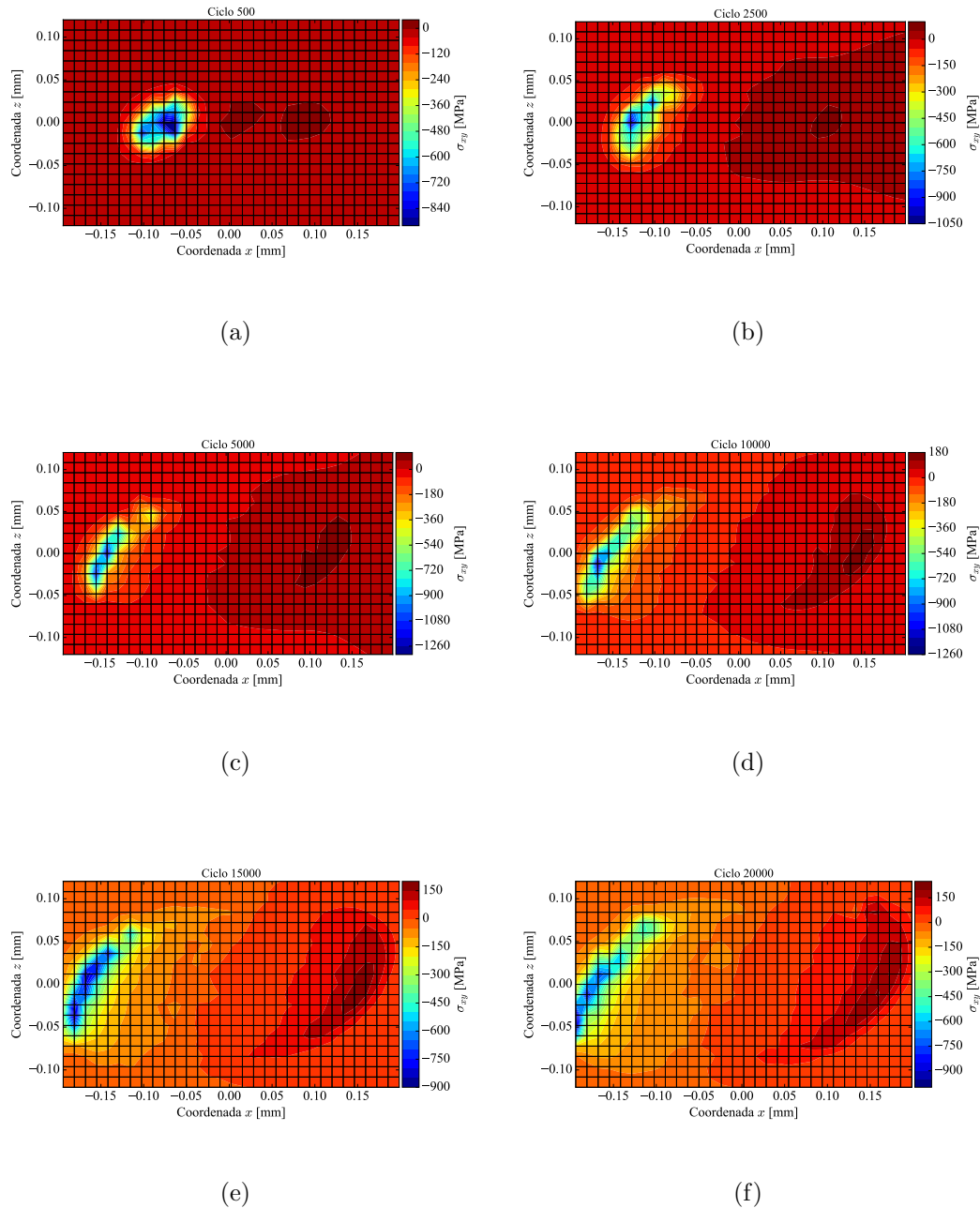


Figura 5.27: Evolución de la componente σ_{xy} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.

5.6. Correlación numérico-experimental de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trellados de reducido diámetro

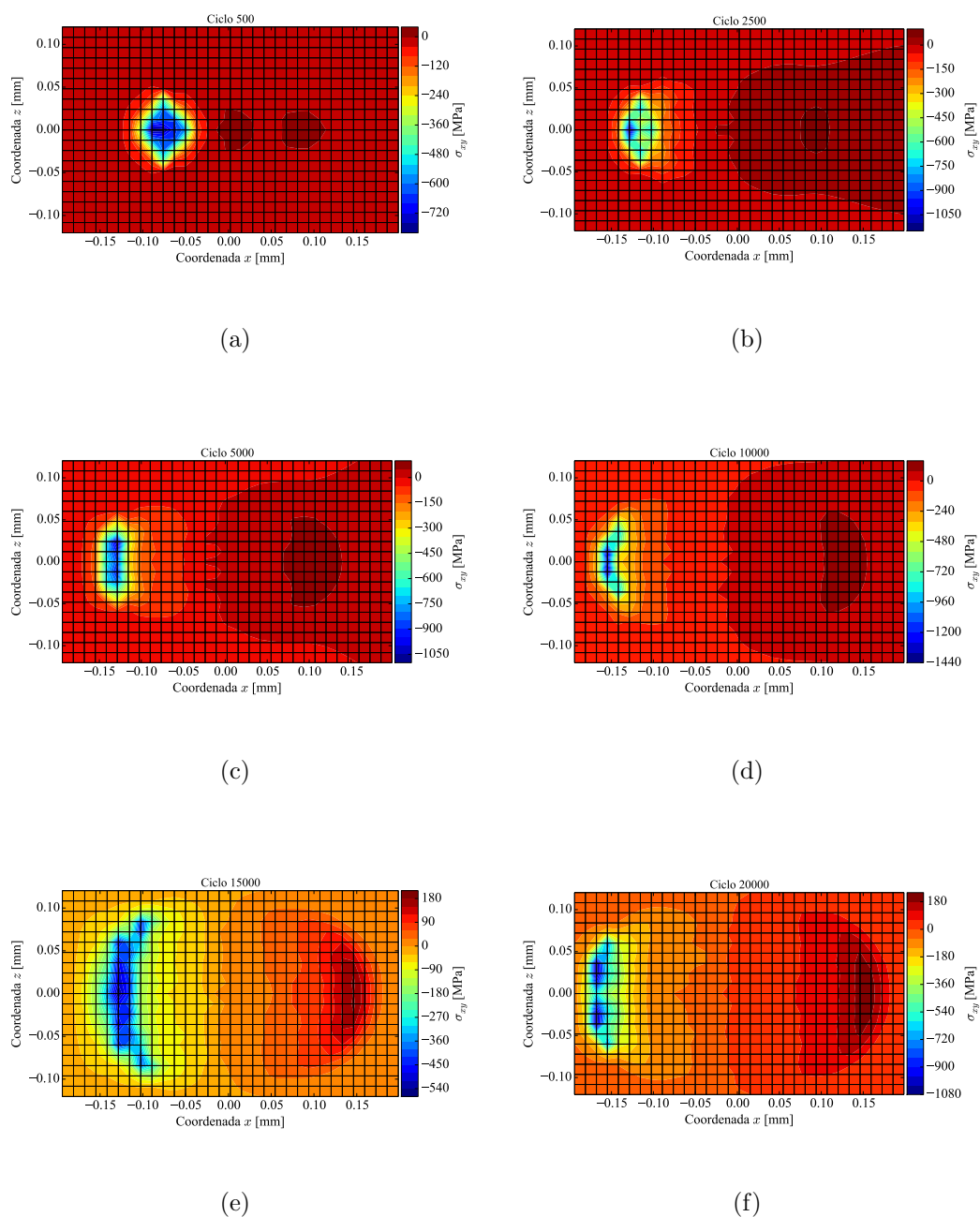


Figura 5.28: Evolución de la componente σ_{xy} del tensor de tensiones para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 90° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) ciclo 20000.

Finalmente, un fenómeno que sí se observa en todos los casos en estas simulaciones 3D es el descenso de las tensiones con el paso de los ciclos en la zona más solicitada al comienzo de la simulación. Además, al igual que en el caso de las simulaciones 2D, la eliminación de material como consecuencia del desgaste hace que la zona más dañada sea eliminada por lo que se puede afirmar que también en este caso el desgaste tiene un efecto paliativo.

5.6.4. Estimación de FIPs: Evolución del daño

Una vez calibrados los coeficientes de Basquin y Coffin-Manson para cada método, se ha analizado la respuesta de todas las combinaciones posibles para detectar cual de estas calibraciones estima mejor la vida del hilo fatigado.

En la Tabla 5.9 se muestra la estimación del parámetro SWT para la simulación con el ángulo de cruce de 60° , que para este caso la vida media de los ensayos experimentales ha sido de 14265 ciclos y una desviación media de 4200 ciclos. Por un lado, tomando como referencia los coeficientes de Coffin-Manson (ordenados en filas), se observa que la mejor estimación corresponde a los ensayos experimentales realizados con una relación de cargas $R = 0,05$. En este caso, los resultados de los diferentes métodos de calibración de los coeficientes de Basquin (SWT_{ar} , Gerber y Goodman) oscila entre 17823 y 23541 ciclos. Por tanto, la mejor estimación en este caso corresponde a SWT_{ar} . En cuanto a los demás métodos de los coeficientes de Coffin-Manson, todos estiman una vida inferior al ensayo experimental, siendo la combinación del método Mitchell-Socie y Goodman (6315 ciclos) el que más se acerca al número de ciclos del ensayo experimental.

En cuanto al parámetro Crossland, la Tabla 5.10 muestra los resultados obtenidos con los diferentes métodos. Se observa que la simulación que más se acerca al número de ciclos del ensayos experimental es la combinación de Goodman y Mitchel-Socie (11698 ciclos). En este caso, los coeficientes obtenidos en el ensayo experimental sobrestima el número de ciclos (42578, 34487 y 47812 ciclos para los 3 metodos de obtención de los coeficientes de Basquin).

En las Tablas 5.11 y 5.12 se muestra la estimación de las 2 versiones de Fatemi-Socie, FS y $FS2016$, observándose que no existe correlación alguna con el ensayo experimental. En este caso, se observa que el resultado es dependiente

5.6. Correlación numérico-experimental de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trefilados de reducido diámetro

Tabla 5.9: Estimación de vida de la simulación con el ángulo de cruce de 60° para el FIP *SWT*, empleando los diferentes coeficientes de calibración.

	SWT_{ar}	Gerber	Goodman
Ensayos a $R = 0,05$	17823	20344	23541
Correlación 4 puntos	2766	1629	4200
USM	1916	982	2382
Mitchell-Socie	3847	3457	6315
USM modificado	418	347	464
Roessle-Fatemi	328	258	358
MM	2264	1874	3183

Tabla 5.10: Estimación de vida de la simulación con el ángulo de cruce de 60° para el FIP Crossland, empleando los diferentes coeficientes de calibración.

	SWT_{ar}	Gerber	Goodman
Ensayos a $R = 0,05$	42578	34487	47812
Correlación 4 puntos	9215	3470	5883
USM	977	461	2621
Mitchell-Socie	8124	8218	11698
USM modificado	261	228	281
Roessle-Fatemi	163	126	164
MM	2346	994	2869

de los coeficientes de Coffin-Manson, ya que no existe diferencia alguna entre los diferentes métodos de obtención de los coeficientes de Basquin. Por un lado, en cuanto al parámetro FS (Tabla 5.11), los coeficientes correspondientes a los ensayos a $R = 0,05$ estiman una vida mayor que 50000 ciclos, mientras que el resto de los métodos predice una vida < 400 ciclos. Por otro lado, los resultados del FIP $FS2016$ son muy parecidos a la versión original del parámetro (FS). Sin embargo, estiman una vida de 3204 ciclos con los coeficientes de los ensayos a $R = 0,05$.

Según estos resultados la mejor correlación experimental para la estimación de vida total corresponde a la combinación de los coeficientes de Coffin-Manson obtenidos mediante los ensayos experimentales a $R = 0,05$ y los coeficientes de Basquin obtenidos mediante SWT_{ar} . Por tanto, éstas son los coeficientes seleccionados para las dos simulaciones realizadas.

Tabla 5.11: Estimación de vida de la simulación con el ángulo de cruce de 60° para el FIP *FS*, empleando los diferentes coeficientes de calibración.

	SWT_{ar}	Gerber	Goodman
Ensayos a $R = 0,05$	> 50000	> 50000	> 50000
Correlación 4 puntos	162	158	158
USM	128	125	125
Mitchell-Socie	327	319	320
USM modificado	29	28	28
Roessle-Fatemi	3	3	3
MM	147	144	143

Tabla 5.12: Estimación de vida de la simulación con el ángulo de cruce de 60° para el FIP *FS2016*, empleando los diferentes coeficientes de calibración.

	SWT	Gerber	Goodman
Ensayos a $R = 0,05$	3204	3204	3204
Correlación 4 puntos	68	68	68
USM	63	62	62
Mitchell-Socie	136	136	136
USM modificado	14	14	13
Roessle-Fatemi	2	2	3
MM	70	70	70

La Figura 5.29 muestra el resultado de los ensayos experimentales y la correlación mediante la metodología numérica desarrollada en esta tesis. Por un lado, se observa que la predicción mediante la simulación numérica entra en el rango de la dispersión de resultados de los ensayos experimentales realizados. Por otro lado, se observa que la estimación de vida para la simulación con el ángulo de cruce de 90° (17822 ciclos) es menor que la obtenida para la simulación de 60° (16567 ciclos). Sin embargo, en el caso de los ensayos experimentales se ha obtenido la tendencia opuesta ya que se ha observado una vida mayor en el caso del ensayo con el ángulo de cruce de 90° . Teniendo en cuenta que la diferencia de vida entre estos ensayos experimentales no es elevada y la dispersión típica en fatiga se considera que los resultados obtenidos son buenos.

A continuación se muestra la evolución del daño de las dos simulaciones realizadas en la primera capa del hilo sometido a fatiga. De la misma forma que en

5.6. Correlación numérico-experimental de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trefilados de reducido diámetro

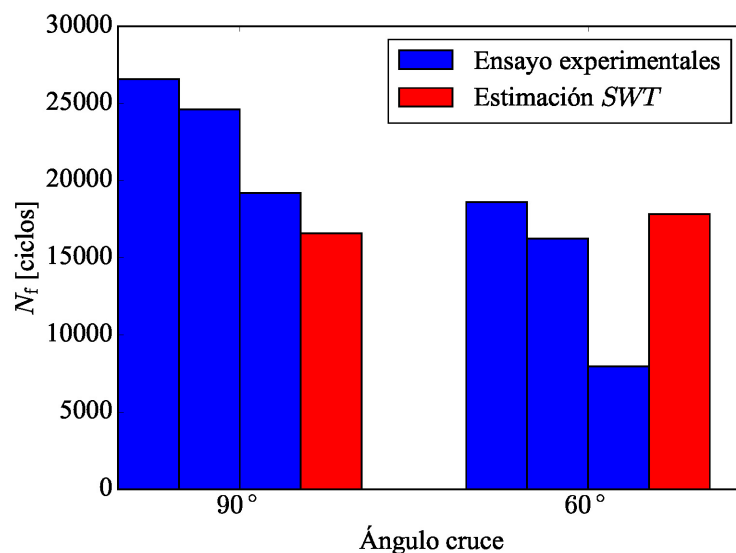


Figura 5.29: Correlación numérico-experimental mediante el FIP *SWT*.

las figuras de tensiones (Figuras 5.23-5.28), en los resultados de cada simulación se presentan 6 figuras correspondientes a los ciclo 500, 2500, 5000, 10000, 15000 y por último, la predicción de vida. Por un lado, la Figura 5.30 muestra la evolución del daño para la simulación con el ángulo de cruce a 60°. Se observa que al comienzo de la simulación (Figura 5.30(a)) la zona más dañada con un valor de Miner de 0,28 se concentra en el centro del contacto. Posteriormente, en el ciclo 2500 la Figura 5.30(b) muestra que el daño en ésta zona ha disminuido a un valor entorno a 0,21-0,25. Este descenso es debido principalmente a la eliminación del material dañado en ciclos previos, por lo que se concluye que el desgaste tiene un efecto beneficioso desde el punto de vista de vida a fatiga. Además, a medida que se elimina material, se observa que la zona más dañada se mueve hacia el límite de contacto tal como se ha mostrado en el análisis de la evolución de tensiones. A partir del ciclo 5000 (Figura 5.30(c)) se observa que la zona más dañada toma una forma oblicua, siguiendo la geometría de la huella de desgaste. Finalmente, en el ciclo 17823 (Figura 5.30(f)) el daño acumulado de Miner llega al valor unitario, finalizando la simulación. Por otro lado, la simulación con el ángulo de cruce de 90° (Figura 5.30) presenta un patrón similar de daño que en el caso de la simulación de 60°. En este caso, a medida que la huella de desgaste es mayor,

la zona con mayor daño se concentra alineada en el eje z .

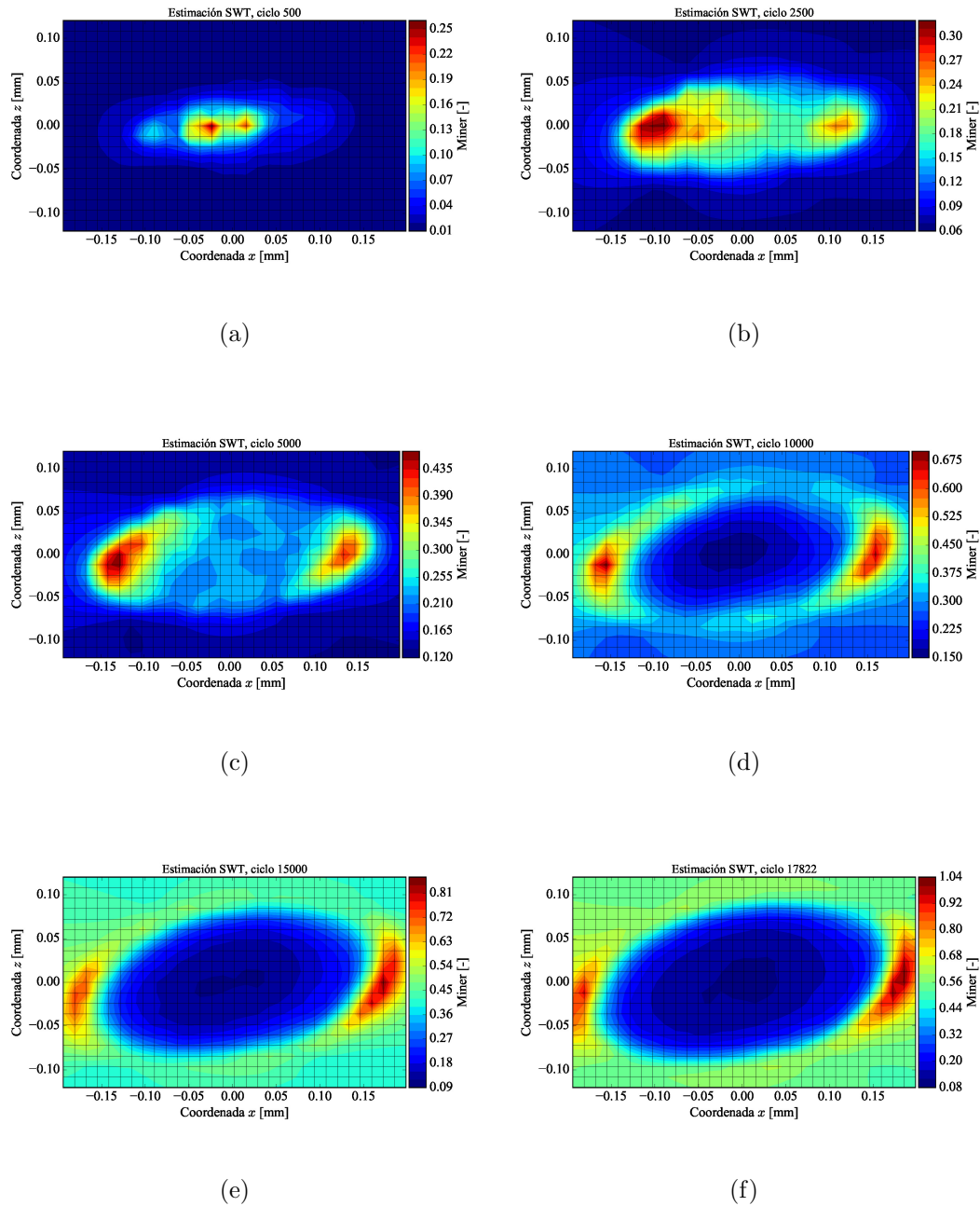


Figura 5.30: Evolución del FIP *SWT* para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) rotura final, ciclo 17822.

5.6. Correlación numérico-experimental de desgaste y fatiga por *fretting* en hilos trellados de reducido diámetro

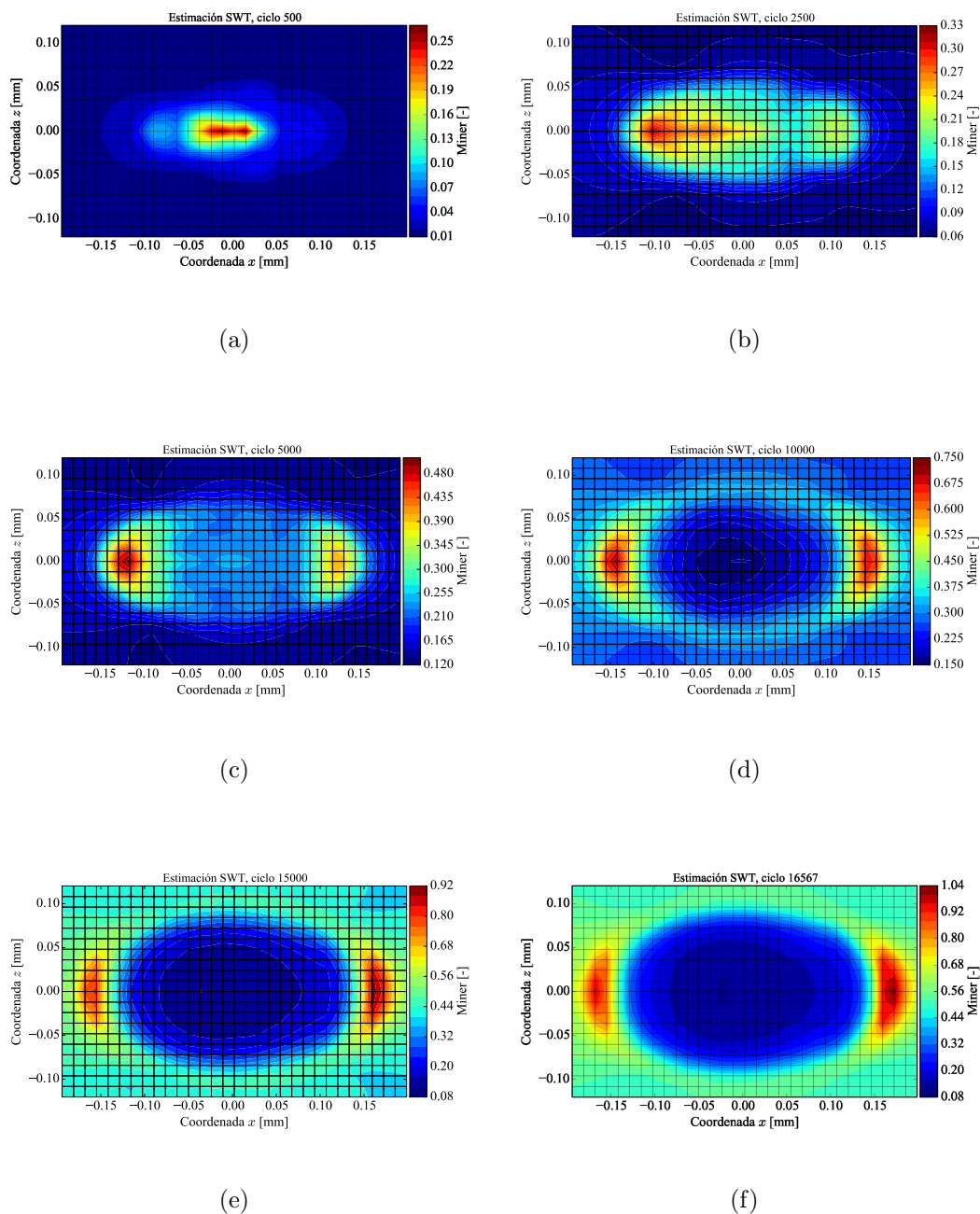


Figura 5.31: Evolución del FIP SWT para la simulación con el ángulo de cruce entre hilos de 60° : (a) ciclo 500; (b) ciclo 2500; (c) ciclo 5000; (d) ciclo 10000; (e) ciclo 15000; (f) rotura final, ciclo 16567.

5.7. Conclusiones

En este capítulo se ha presentado una metodología numérica para estudiar los fenómenos combinados de desgaste y fatiga por *fretting* que sufren los hilos de acero de reducido diámetro. Con la metodología presentada ha sido posible estimar la vida a fatiga entre los contactos de dichos hilos.

Por un lado, se ha analizado las diferencias existentes entre la simulación numérica 2D y 3D. Se ha concluido que el coste computacional asociado al modelo 3D es sustancialmente mayor que en el modelo 2D ya que es necesario un número mayor de elementos y nodos para tener el mismo tipo de resolución. Por tanto, el tamaño de los elementos en el modelo 3D es un factor limitante, ya que un tamaño pequeño junto a la simulación de desgaste conllevaría un tiempo de ejecución fuera del alcance de los medios disponibles.

Por otro lado, se ha analizado que el cálculo de los FIPs basados en tensiones o deformaciones tangentes es más complicado en 3D, debido a que existen dos componentes en cada plano candidato. Este hecho lleva a que el tiempo de ejecución para la determinación del rango de tensiones o deformaciones tangentes aumenta un 3750 %, siendo necesarios los métodos de aceleración. Se han evaluado 4 métodos distintos, obteniendo el mismo resultado en todos los casos. Por tanto, se ha seleccionado el método más rápido (AABB), que es además el más sencillo de todos.

Otra de las diferencias más notables en 2D y 3D es el estudio de la fisura. Se ha observado que en una fisura 3D no existe la condición de deformación plana considerada en el 2D. Además, existe la singularidad de esquina en la intersección del frente de fisura con el borde libre.

En cuanto al modelo numérico desarrollado se han realizado varias verificaciones para comprobar que el modelo numérico representa de forma correcta la evolución de las tensiones y deformaciones del ensayo experimental que trata de simular. Por un lado, se ha comparado la presión de contacto mediante el modelo analítico de Hertz. Se ha corroborado que el número de elementos en contacto al comienzo de la simulación es pobre, sin embargo, debido a la eliminación de material como consecuencia del desgaste entran en contacto rápidamente más elementos mejorando el resultado numérico. Por otro lado, se ha verificado que

5.7. Conclusiones

la fuerza de rozamiento de la superficie de contacto en la simulación representa de forma correcta la carga tangencial medida en el ensayo experimental. Dicha verificación se ha realizado mediante la comparación de los *fretting loops* de la simulación y el ensayo experimental.

Se ha realizado el análisis numérico de la evolución de la huella de desgaste y del estado de tensiones. Se ha concluido que la zona dañada al comienzo de la simulación desaparece debido a la eliminación del material. A medida que la huella de desgaste aumenta, la zona del contacto que sufre mayor tensión se mueve en la misma medida, ubicándose en el momento de máxima carga axial en el límite de contacto del lado opuesto al correspondiente a la aplicación de la carga axial. Sin embargo, no se ha observado como en el caso 2D la reducción de las tensiones con el aumento del área de contacto. Una posible razón de este comportamiento es que en el extremo del contacto se produce mayor concentración de tensiones que en el caso de 2D. Esto es debido a las diferencias de la geometría de la huella entre los 2 casos. En el caso 3D, la huella de desgaste tiene forma elipsoidal y es más profunda por lo que la pendiente de la intersección entre la huella y la superficie sin desgastar es mayor que en el caso 2D.

Para la estimación de vida se ha calibrado el modelo numérico con ensayos experimentales de fatiga uniaxial. En este sentido, debe mencionarse que el número de ensayos realizados para la calibración de los coeficientes de Basquin y Coffin-Manson ha sido reducido. En el caso de realizar un mayor número de ensayos dichos coeficientes pueden sufrir variaciones, por lo que es posible que no se haya alcanzado la convergencia de dichos coeficientes. Por tanto, una futura línea debería ser la realización de un número de ensayos suficiente para alcanzar la convergencia de los coeficientes calibrados.

En cuanto a los FIPs analizados, se ha concluido que el parámetro que mejor predice la vida a fatiga, para los ensayos realizados, es SWT mientras que el resultado de los demás parámetros no ha sido satisfactorio. Sin embargo deben mencionarse algunos aspectos importantes en torno a estos resultados. Por un lado, la correlación realizada corresponde a un número limitado de ensayos experimentales. Para analizar en mayor profundidad la validez del modelo desarrollado como futura línea de trabajo se plantea realizar un análisis de un mayor número de variables como la fuerza de contacto, carga axial, diámetro de hilo, ángulo de

cruce o coeficiente de fricción, y realizar la correlación con resultados experimentales obtenidos en el tribómetro PREVI mkI. Por otro lado, debe mencionarse que en este capítulo no se ha analizado el porcentaje de vida correspondiente a la fase de propagación. En la metodología 3D presentada se ha tomado que la estimación de vida mediante FIPs multiaxiales corresponde a la vida total, mientras que en la metodología 2D se ha tomado como iniciación de grieta. Esta diferencia se debe a que en 3D no es posible capturar con la misma precisión que en 2D el gradiente de tensiones, por lo que los elementos empleados en 3D hacen la función de promediado de tensiones. Por tanto, si en un futuro se redujese el tamaño de los elementos, es probable que los FIPs estimen una vida menor que el presentado en este capítulo.

Capítulo 6

Conclusiones generales y líneas futuras

En esta tesis doctoral se han desarrollado diferentes trabajos con el fin de generar conocimiento científico-tecnológico relacionado con la simulación numérica de los mecanismos acoplados de desgaste y fractura, presentes principalmente en problemas que combinan tanto fenómenos de *fretting* como fenómenos de fatiga.

En el presente capítulo se recogen las conclusiones generales y líneas futuras de la tesis doctoral, mientras que las conclusiones particulares de cada capítulo se han presentado al final de los mismos.

6.1. Conclusiones generales

Las principales conclusiones de esta tesis doctoral se resumen en los siguientes puntos:

- Se ha desarrollado una metodología numérica global de iniciación y propagación de grieta en un único modelo numérico 2D para fenómenos combinados de desgaste y fatiga por *fretting*. Con la metodología presentada ha sido posible analizar la influencia de los fenómenos acoplados de desgaste y fatiga. Los resultados obtenidos con el modelo numérico 2D muestran que el desgaste puede tener un efecto paliativo respecto a los fenómenos de fatiga. De este modo se ha observado los siguientes efectos:
 - El aumento progresivo de la superficie de contacto, como consecuencia

del desgaste, reduce en mayor medida las tensiones generadas en la superficie.

- El desgaste tiene un efecto de eliminación del material dañado en etapas previas. En consecuencia, el mayor desgaste que se produciría en el caso de tener un mayor deslizamiento, para un determinado estado tensional, tendría un efecto beneficioso desde el punto de vista de la vida a fatiga
 - En las simulaciones realizadas la zona más solicitada se encuentra en el extremo del contacto correspondiente al lado donde se aplica la carga alterna. Por tanto, debido al progresivo aumento de la superficie de contacto, la zona más solicitada se desplaza a medida que aumenta el tamaño de la huella de desgaste generada, de modo que se produce un reparte del daño en diferentes zonas de la superficie y se reduce el efecto de acumulación de daño en zonas previamente dañadas.
-
- Se ha analizado la evolución de la amplitud de deslizamiento relativo en diferentes fases de la vida a fatiga. Se ha concluido que en función de la longitud de la fisura la evolución del deslizamiento a cada lado del labio de la grieta es diferente. A medida que avanza la grieta, se observa que el deslizamiento se reduce en el lado opuesto correspondiente a la aplicación de la carga debido a la pérdida de rigidez de la muestra fatigada, mientras que el deslizamiento en el lado correspondiente a la aplicación de la carga axial aumenta considerablemente. Por tanto, una vez iniciada la grieta se produce un mayor desgaste, y con ello un mayor aumento del área de contacto en el lado de aplicación de la carga. Por esta razón, aunque cuando se inicia la grieta ésta se encuentra en uno de los extremos del contacto existente en esos momentos, se observa que al final del ensayo la grieta no se encuentra en el extremo del contacto resultante.
 - Se ha observado que en la zona donde se produce la iniciación de grieta la única componente del tensor de tensiones que no es nula es la paralela a la superficie de contacto, σ_{xx} . Este resultado puede indicar que, aunque de manera global el problema analizado de *fretting* y fatiga se trata de un

fenómeno multiaxial, la zona de iniciación de grieta pueda estar gobernada por tensiones uniaxiales.

- Se ha desarrollado el tribómetro PREVI mkI que permita realizar los ensayos experimentales de fatiga uniaxial, desgaste por *fretting* y los fenómenos combinados de desgaste y fatiga por *fretting*. Este tribómetro ha hecho posible la calibración del modelo numérico 3D de fenómenos combinados de desgaste y fatiga por *fretting* desarrollado y su correlación experimental.
- Se ha desarrollado una metodología numérica 3D para estudiar los fenómenos combinados de desgaste y fatiga por *fretting* que sufren los hilos de acero de reducido diámetro utilizados en cables metálicos. Con la metodología presentada ha sido posible estimar la vida a fatiga de los hilos sometidos a este tipo de fenómenos en los puntos en que están en contacto entre sí.
- Mediante las simulaciones realizadas con el modelo 3D desarrollado se ha observado que la zona dañada al comienzo de la simulación de los hilos desaparece debido a la eliminación del material como consecuencia del desgaste. A medida que aumenta el tamaño de la huella de desgaste, la zona del contacto que sufre mayor tensión se mueve en la misma medida, ubicándose en el momento de máxima carga axial en el límite de contacto de la zona opuesta desde donde se aplica dicha carga axial. Sin embargo, a diferencia de los resultados obtenidos con el modelo 2D, no se ha observado la reducción de las tensiones como consecuencia del aumento del área de contacto. Una posible razón de este comportamiento es que en el extremo del contacto se produce mayor concentración de tensiones que en el caso de 2D. Esto es debido a las diferencias de la geometría de la huella entre los 2 casos. En el caso 3D, la huella de desgaste tiene forma elipsoidal y es más profunda por lo que la pendiente de la intersección entre la huella y la superficie sin desgastar es mayor que en el caso 2D.

6.2. Líneas futuras

- En esta tesis se han evaluado 3 criterios de orientación de avance de grietas en *fretting* para condiciones de deslizamiento parcial para un contacto no

conforme. Se ha concluido que el criterio con mejor correlación experimental es el criterio del máximo rango efectivo de la tensión circunferencial o normal $(\Delta\sigma_{n,\text{eff}}(\theta))_{\text{máx}}$. Sin embargo, los resultados obtenidos se considera que no son completamente satisfactorios ya que la tendencia en la fase final de propagación es una orientación preferente hacia el exterior de la zona de contacto, lo cual no se observa en los ensayos experimentales. Una de las posibles razones por las que los resultados no sean del todo satisfactorios podría ser que los criterios analizados no tienen en cuenta el daño previamente acumulado, ya que analizan el estado tensional en el momento inmediatamente anterior al paso de la grieta por esa zona. Por tanto, si durante el ensayo existe un cambio en la distribución de tensiones como consecuencia de la presencia de la grieta, los criterios por su naturaleza no son capaces de analizar el efecto combinado de estos cambios. En consecuencia, para realizar un análisis que tenga en cuenta el posible efecto del daño previamente acumulado se plantea el estudio de diferentes periodos de tensiones mediante un marco de acumulación de daño, como por ejemplo la regla de Miner en combinación con un parámetro multiaxial.

- En la metodología 2D desarrollada teóricamente es posible introducir la orientación del avance de fisura en las simulaciones de desgaste y fatiga por *fretting*. Sin embargo, se ha concluido que el coste computacional asociado es elevado. Una alternativa intermedia sería la determinación incremental de la orientación y la velocidad del avance, es decir, determinar la dirección en un ciclo de fatiga y hacer crecer el siguiente segmento de grieta con el ángulo y velocidad calculada, modificando solamente la longitud del último segmento. De esta forma, se piensa que podría calcularse con garantías la extracción de los FIT y la consideración parcial de la orientación de fisura.
- Para la realización de los ensayos de desgaste y fatiga por *fretting* se ha diseñado un módulo de contacto que ejerce el contacto de forma simétrica a ambos lados de la dirección de la carga axial. En el caso del cable metálico, los contactos puntuales generalmente no surgen a ambos lados a la vez, por lo que si se quiere realizar el ensayo experimental solamente con un contacto que genere el fenómeno de *fretting*, se plantea la realización de

6.2. Líneas futuras

una adaptación del módulo de contacto con un apoyo tipo rodamiento en uno de los lados de forma que sustituya uno de los contactos actuales, tal como se muestra en la Figura 6.1

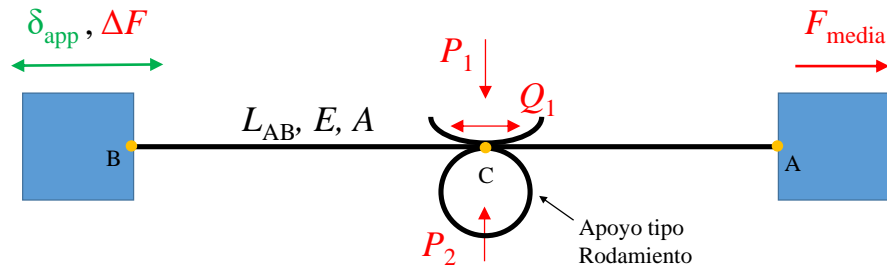


Figura 6.1: Esquema del apoyo tipo rodamiento para un ensayo combinado de desgaste y fatiga por *fretting* para el tribómetro PREVI mkII.

- El número de ensayos realizados para la calibración de los coeficientes de Basquin y Coffin-Manson ha sido reducido. En el caso de realizar un mayor número de ensayos dichos coeficientes pueden sufrir variaciones, por lo que es posible que no se haya alcanzado la convergencia de dichos coeficientes. Por tanto, se plantea la realización de un número mayor de ensayos de calibración con el objetivo de alcanzar la convergencia de estos coeficientes. Además, se podrían extender dichos ensayos a hilos de diferentes diámetros que componen el cable de referencia empleado en esta tesis. Esta calibración de hilos de diferentes diámetros podría servir para realizar simulaciones entre hilos de diferentes diámetros.
- Los resultados obtenidos con el modelo 2D muestran que en fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*, una vez se ha generada la grieta la zona de contacto aumenta hasta la fractura final. La realización de ensayos experimentales a diferente número de ciclos permitiría analizar como se produce el crecimiento de la zona de contacto como consecuencia del desgaste de modo que se podría analizar si experimentalmente se produce el mismo fenómeno observado en las simulaciones realizadas con el modelo. Además, los resultados obtenidos mediante simulación numérica 2D y 3D muestran que en cada momento la zona más dañada se encuentra en el límite de contacto. Este hecho podría permitir la determinación del número de ciclos corres-

pendientes a la iniciación de grieta y el número de ciclos correspondiente a la propagación de grieta. Mediante la metodología numérica desarrollada podría calcularse el número de ciclos transcurrido desde que el límite de contacto se encuentra en la zona de iniciación hasta la fractura final. Este número de ciclos podría aproximarse a la fase de propagación de grieta, teniendo en cuenta siempre el efecto de la pérdida de rigidez mencionado en las conclusiones generales.

- En el caso de confirmarse que la fase de propagación de grieta es un porcentaje alto de la vida total a fatiga, se plantea el desarrollo de un modelo de propagación de grieta 3D. Como punto de partida, se desarrollaría un modelo analítico sencillo y en etapas posteriores la implementación completa en 3D de la metodología 2D desarrollada.
- En esta tesis se han analizado mediante simulación numérica un número limitado variables de contacto entre hilos. Para analizar en mayor profundidad la validez del modelo desarrollado se plantea realizar un análisis de un mayor número de variables como la fuerza de contacto, carga axial, diámetro de hilo, ángulo de cruce o coeficiente de fricción, y realizar la correlación con resultados experimentales obtenidos en el tribómetro PREVI mkI.
- En esta tesis se ha corroborado que el gradiente de tensiones en el extremo del contacto es elevado. Para capturar de forma correcta este gradiente el refinamiento de la malla numérica también tiene que ser elevada. Por tanto, la estimación de vida está en función de este refinamiento, con lo que se plantea realizar un análisis de sensibilidad de la malla para determinar su influencia en la estimación de vida y analizar la distancia crítica óptima con el objetivo de obtener la predicción de vida más aproximada.
- En esta tesis doctoral se ha tomado como constantes el coeficiente de rozamiento y desgaste. Sin embargo, resultados experimentales reportados en la bibliografía [4] indican que estos coeficientes pueden variar en función del número de ciclos. Por ello, se plantea analizar la influencia de la evolución de dichos coeficientes en la estimación de vida. Hay que señalar que la metodología desarrollada se ha realizado de modo que permite implementar

como variables estos coeficientes, aunque por falta de tiempo no ha sido posible realizar el análisis de su influencia en la estimación de vida.

- La implementación del desgaste en esta tesis doctoral se ha realizado de dos formas diferentes. Por un lado, en la metodología 2D la eliminación del material se ha realizado al final de cada ciclo de simulación, fuera del código de elementos finitos Abaqus FEA. Por otro lado, en el modelo numérico 3D se ha realizado el desgaste dentro de la rutina de usuario UMESHMOTION en cada incremento de simulación. El resultado de estas técnicas es que se consigue un movimiento de la malla numérica acorde al desgaste generado. En un modelo numérico que considera el problema elástico esta implementación ha demostrado ser satisfactoria, sin embargo, en problemas donde se realiza la modelización del comportamiento de material, como es el caso de en los modelos micromecánicos de plasticidad cristalina [27], esta implementación no serviría ya que no existe un *movimiento* del material. Otra alternativa para la simulación del desgaste sería tomar como base la formulación PUM o X-FEM, de forma que se eliminase material sin tener que generar el movimiento de malla. Esta implementación permitiría la eliminación natural del material, siendo posible combinarlo con modelos micromecánicos de plasticidad cristalina.
- El modelo 3D desarrollado permite analizar la estimación de vida de hilos de acero utilizados en cables metálicos. Los resultados obtenidos con este modelo podrían abrir vías para la optimización de la vida de cables y cintas metálicas mediante la definición de criterios de correlación de los resultados obtenidos en laboratorio (simulación numérica y análisis experimental de hilos de fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting*) con el comportamiento de cables y/o cintas en condiciones reales de funcionamiento.
- En esta tesis doctoral se ha desarrollado una metodología de estimación de vida para fenómenos de desgaste y fatiga por *fretting* determinista, es decir, bajo unas ciertas condiciones de cargas se predice un número de ciclos de vida. Sin embargo, en los ensayos experimentales realizados se ha observado que existe una dispersión de resultados. La aplicación de las cargas iniciales

en estos ensayos se ha realizado con una tolerancia $< 0,05$ N para la fuerza de contacto y $< 0,2$ N para la carga axial entre las diferentes repeticiones. Por tanto, se puede decir que bajo ciertas condiciones los ensayos realizados tienen una probabilidad de fallo en vez de un determinado ciclo de vida. Por tanto, podría ser de interés la implementación de una metodología para predicción probabilística de daño como el desarrollado por Fernández-Canteli *et al.* [123].

Bibliografía

- [1] Urchegui, M.A.: *Estudio Del Daño Generado Por Fretting En Hilos Metálicos De Cables De Ascensores*. Tesis de Doctorado, Mondragon Unibertsitatea, 2008. [2](#), [3](#), [4](#), [104](#), [105](#), [107](#), [118](#), [119](#), [121](#), [129](#)
- [2] Schrems, K.K.: *Wear related fatigue in a wire rope failure*. Journal of Testing and Evaluation, 22(5):3–14, 1994. [4](#)
- [3] *Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores -Parte 1: Ascensores electricos*, 2001. [5](#)
- [4] Cruzado, A.: *Finite Element Modelling And Experimental Validation Of Fretting Wear In Thin Steel Wires*. Tesis de Doctorado, Mondragon Unibertsitatea, 2012. [5](#), [6](#), [33](#), [54](#), [107](#), [141](#), [155](#), [162](#), [195](#)
- [5] Hertz, H.: *On the contact between elastic solids*. Gesammelte Werke, 92(156-171):110, 1881. [11](#)
- [6] Johnson, K. L.: *Contact mechanics*. Cambridge University Press, 1987. [11](#)
- [7] Vázquez, J., C. Navarro y J. Domínguez: *A new method for obtaining the stress field in plane contacts*. International Journal of Solids and Structures, 49(26):3659–3665, 2012. [16](#)
- [8] Meng, H.C.: *Wear modeling: evaluation and categorization of wear models*. 1994. [18](#)
- [9] Archard, J.F. y W. Hirst: *The wear of metals under unlubricated conditions*. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences, 236:397–410, 1956. [18](#)

-
- [10] Fouvry, S., T. Liskiewicz, Ph. Kapsa, S. Hannel y E. Sauger: *An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts*. *Wear*, 255(1):287–298, 2003. [19](#), [33](#)
- [11] Socie, D. y G. Marquis: *Multiaxial Fatigue*. SAE, 2000. [22](#), [23](#), [26](#), [143](#)
- [12] Smith, K.N., T.H. Topper y P. Watson: *A stress-strain function for the fatigue of metals: Stress-strain function for metal fatigue including mean stress effect*. *Journal of materials*, 5:767–778, 1970. [23](#), [78](#), [83](#)
- [13] Fatemi, A. y D. F. Socie: *A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including out-of-Phase Loading*. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 11(3):149–165, 1988. [24](#)
- [14] Araujo, J.A. y D. Nowell: *The effect of rapidly varying contact stress fields on fretting fatigue*. *International Journal of Fatigue*, 24(7):763–775, 2002. [25](#)
- [15] Gates, N.R. y A. Fatemi: *Interaction of Shear and Normal Stresses in Multiaxial Fatigue Damage Analysis*. En *International Conference on Multiaxial Fatigue & Fracture*, 2016. [25](#)
- [16] Meyer, N.: *Effects of mean stress and stress concentration on fatigue behavior of ductile iron*. Tesis de Licenciatura, The University of Toledo, 2014. [25](#)
- [17] Miner, M. A.: *Cumulative damage in fatigue*. *Journal of Applied Mechanics*, 12(3):159–164, 1945. [26](#)
- [18] Williams, M.L.: *On the stress distribution at the base of a stationary crack*. 1957. [27](#)
- [19] Irwin, G. R.: *Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate*. *Journal of Applied Mechanics*, 1957. [28](#)
- [20] Sih, G. C.: *A review of the three-dimensional stress problem for a cracked plate*. *International Journal of Fracture Mechanics*, 7(1):39–61, 1971. [28](#)

- [21] González Albuxech, V.F.: *Estudio de las singularidades de frente de grieta y de esquina en grieta tridimensionales mediante el método de los elementos finitos extendido*. Tesis de Doctorado, Universidad Politécnica de Valencia, 2012. [28](#), [154](#)
- [22] Giner, E., J. Sancho, M. Muñoz, J. Fernández Sáez y Fernández Canteli A.: *Estudio mediante elementos finitos de los campos elásticos en el entorno de la singularidad de esquina*. En *Anales de Mecánica de la Fractura*. Número 31, 2014. [28](#), [152](#)
- [23] Yau, J.F., S.S. Wang y H.T. Corten: *A mixed-mode crack analysis of isotropic solids using conservation laws of elasticity*. *Journal of Applied Mechanics*, 47(2):335–341, 1980. [29](#)
- [24] Li, F. Z., C. F. Shih y A. Needleman: *A comparison of methods for calculating energy release rates*. *Engineering Fracture Mechanics*, 21(2):405–421, 1985. [29](#)
- [25] Rice, J. R.: *A path independent integral and the approximate analysis of strain concentration by notches and cracks*. *Journal of applied mechanics*, 35(2):379–386, 1968. [29](#)
- [26] Paris, P.C. y F. Erdogan: *A critical analysis of crack propagation laws*. *Journal of Fluids Engineering*, 85(4):528–533, 1963. [29](#)
- [27] McCarthy, O.: *A Study of Microstructure-Sensitive Crack Nucleation and Wear in Fretting*. Tesis de Doctorado, National University of Ireland, 2013. [29](#), [30](#), [34](#), [196](#)
- [28] El Haddad, M.H., T.H. Topper y K.N. Smith: *Prediction of non propagating cracks*. *Engineering Fracture Mechanics*, 11(3):573–584, 1979. [29](#)
- [29] Kitagawa, H. y S. Takahashi: *Applicability of fracture mechanics to very small cracks or the cracks in the early stage*. En *Second International Conference on Mechanical Behavior of Materials*. ASM, Metals Park, Ohio, 627-631, 1976. [30](#)

-
- [30] Giner, E., Sabsabi M. Ródenas J. J. y F.J. Fuenmayor: *Direction of crack propagation in a complete contact fretting-fatigue problem*. International Journal of Fatigue, 58:172–180, 2014. [30](#), [68](#), [78](#)
- [31] Waterhouse, R.B.: *Fretting wear*. Wear, 100(1):107–118, 1984. [31](#)
- [32] Budinski, K. G.: *Guide to friction, wear and erosion testing*. ASTM International, 2007. [31](#)
- [33] Collins, J.A. y S.M. Marco: *The effect of stress direction during fretting on subsequent fatigue life*. En *ASTM Proceedings*, volumen 64, página 547, 1964. [31](#)
- [34] Dobromirski, J.: *Variables of fretting process: are there 50 of them?* ASTM Special Technical Publication, 1159:60–60, 1992. [31](#), [47](#)
- [35] Hills, D. A.: *Mechanics of fretting fatigue*. Wear, 175(1):107–113, 1994. [31](#)
- [36] Jin, O. y S. Mall: *Effects of slip on fretting behavior: experiments and analyses*. Wear, 256(7):671–684, 2004. [31](#), [45](#), [85](#), [86](#), [107](#)
- [37] Ding, J., S.B. Leen y I.R. McColl: *The effect of slip regime on fretting wear-induced stress evolution*. International Journal of Fatigue, 26(5):521–531, 2004. [31](#)
- [38] Vingsbo, O. y S. Söderberg: *On fretting maps*. Wear, 126(2):131–147, 1988. [31](#)
- [39] Fouvry, S., Phs Kapsa y Ls Vincent: *An elastic–plastic shakedown analysis of fretting wear*. Wear, 247(1):41–54, 2001. [32](#), [43](#)
- [40] Fouvry, S., Ph. Kapsa y L. Vincent: *Analysis of sliding behaviour for fretting loadings: determination of transition criteria*. Wear, 185(1):35–46, 1995. [32](#)
- [41] McColl, I.R., J. Ding y S.B. Leen: *Finite element simulation and experimental validation of fretting wear*. Wear, 256(11):1114–1127, 2004. [33](#), [84](#)

- [42] Cruzado, A., M.A. Urchegui y X. Gómez: *Finite element modeling and experimental validation of fretting wear scars in thin steel wires*. *Wear*, 289:26–38, 2012. [33](#), [105](#)
- [43] Zhang, T., P.E. McHugh y S.B. Leen: *Finite element implementation of multiaxial continuum damage mechanics for plain and fretting fatigue*. *International Journal of Fatigue*, 44:260–272, 2012. [33](#)
- [44] Tang, L., S. Ding, Y. Xie y Y. Huo: *A multilayer nodes update method in FEM simulation of large depth fretting wear*. *Wear*, 301(1):483–490, 2013. [33](#)
- [45] Yue, T. y M. A. Wahab: *Finite element analysis of stress singularity in partial slip and gross sliding regimes in fretting wear*. *Wear*, 321:53–63, 2014. [33](#)
- [46] Navarro, C., S. Muñoz y J. Domínguez: *On the use of multiaxial fatigue criteria for fretting fatigue life assessment*. *International Journal of Fatigue*, 30(1):32–44, 2008. [34](#), [52](#)
- [47] Ding, J., W.S. Sum, R. Sabesan, S.B. Leen, I.R. McColl y E.J. Williams: *Fretting fatigue predictions in a complex coupling*. *International Journal of Fatigue*, 29(7):1229–1244, 2007. [34](#), [48](#)
- [48] Sabsabi, M.: *Modelado de grieta y estimación de vida en Fretting Fatiga mediante el Método de los Elementos Finitos Extendido X-FEM*. Tesis de Doctorado, Universidad Politécnica de Valencia, 2010. [34](#)
- [49] Szolwinski, M. P. y T. N. Farris: *Observation, analysis and prediction of fretting fatigue in 2024-T351 aluminum alloy*. *Wear*, 221(1):24–36, 1998. [34](#), [84](#)
- [50] Cruzado, A., S.B. Leen, M.A. Urchegui y X. Gómez: *Finite element simulation of fretting wear and fatigue in thin steel wires*. *International Journal of Fatigue*, 55:7–21, 2013. [34](#), [36](#), [84](#), [157](#), [169](#)

-
- [51] Madge, J.J., S.B. Leen y P.H. Shipway: *A combined wear and crack nucleation–propagation methodology for fretting fatigue prediction*. International Journal of Fatigue, 30(9):1509–1528, 2008. [34](#), [35](#), [47](#), [52](#), [83](#), [86](#), [88](#), [157](#)
- [52] Belytschko, T. y T. Black: *Elastic crack growth in finite elements with minimal remeshing*. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 45(5):601–620, 1999. [37](#)
- [53] Moës, N., J. Dolbow y T. Belytschko: *A finite element method for crack growth without remeshing*. International Journal of Numerical Methods in Engineering, 46(1):131–150, 1999. [37](#), [39](#)
- [54] Melenk, J. M. y I. Babuška: *The partition of unity finite element method: basic theory and applications*. Computer methods in applied mechanics and engineering, 139(1):289–314, 1996. [38](#)
- [55] Giner, E., N. Sukumar, J.E. Tarancon y F.J. Fuenmayor: *An Abaqus implementation of the extended finite element method*. Engineering Fracture Mechanics, 76(3):347–368, 2009. [39](#), [48](#), [62](#)
- [56] Ventura, G., E. Budyn y T. Belytschko: *Vector level sets for description of propagating cracks in finite elements*. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 58(10):1571–1592, 2003. [39](#)
- [57] Osher, S. y J.A. Sethian: *Fronts propagating with curvature-dependent speed: algorithms based on Hamilton-Jacobi formulations*. Journal of Computational Physics, 79(1):12–49, 1988. [40](#)
- [58] Osher, S. y R. Fedkiw: *Level set methods and dynamic implicit surfaces*. Surfaces, 44:77, 2002. [41](#)
- [59] Stolarska, M., D.L. Chopp, N. Moës y T. Belytschko: *Modelling crack growth by level sets in the extended finite element method*. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 51(8):943–960, 2001. [41](#), [57](#)

- [60] Duflot, M.: *A study of the representation of cracks with level sets*. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 70(11):1261–1302, 2007. [41](#)
- [61] Klaffke, D.: *Fretting Wear of Ceramic Steel the Importance of Wear Ranking Criteria*. Wear, 104(4), 1985. [43](#)
- [62] Ramesh, R. y R. Gnanamoorthy: *Development of a fretting wear test rig and preliminary studies for understanding the fretting wear properties of steels*. Materials & Design, 27(2):141–146, 2006. [43](#), [109](#), [111](#), [112](#), [114](#), [138](#)
- [63] Mohrbacher, H., J.P. Celis y J.R. Roos: *Laboratory testing of displacement and load induced fretting*. Tribology International, 28(5), 1995. [43](#)
- [64] Tricoteaux, A., P.Y. Jouan y J.D. Guerin: *Fretting wear properties of CrN and Cr2N coatings*. Surface Coatings International, 174-175, 2003. [43](#)
- [65] Marui, E., H. Endo, N. Hasegawa y N. Mizuno: *Prototype fretting wear testing machine and some experimental results*. Wear, 214(2), 1998. [43](#)
- [66] Zhang, D., H. Geng, Z. Zhang, D. Wang, S. Wang y S. Ge: *Investigation on the fretting fatigue behaviors of steel wires under different strain ratios*. Wear, 303(1):334–342, 2013. [43](#), [105](#)
- [67] Sato, J., M. Shima y T. Sugawara: *Effect of lubricants on fretting wear of steel*. Wear, 125(1-2), 1988. [43](#)
- [68] Liu, K.K. y M.R. Hill: *The effects of laser peening and shot peening on fretting fatigue*. Tribology International, 42(9), 2009. [44](#)
- [69] Hills, D.A. y D. Nowell: *Mechanics of fretting fatigue: Oxford's contribution*. Tribology International, 76:1–5, 2014. [45](#)
- [70] Bramhall, R.: *Studies in Fretting Fatigue*. Tesis de Doctorado, University of Oxford, 1973. [45](#)
- [71] Wittkowsky, B.U., P.R. Birch, J. Dominguez y Suresh S.: *An apparatus for quantitative fretting fatigue testing*. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1999. [45](#), [81](#), [117](#), [118](#)

-
- [72] Hojjati-Talemi, R. y M.A. Wahab: *Fretting fatigue crack initiation lifetime predictor tool: using damage mechanics approach*. Tribology International, 60:176–186, 2013. [45](#)
- [73] Vázquez, J.: *Efecto de las Tensiones Residuales en la Fatiga por Fretting*. Tesis de Doctorado, Universidad de Sevilla, 2009. [45](#), [50](#), [52](#), [65](#), [107](#), [118](#)
- [74] Golden, P.J. y T. Nicholas: *The effect of angle on dovetail fretting experiments in Ti-6Al-4V*. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 28(12):1169–1175, 2005. [46](#)
- [75] Leen, S.B., T.H. Hyde, C.H.H. Ratsimba, E.J. Williams y I.R. McColl: *An investigation of the fatigue and fretting performance of a representative aero-engine spline coupling*. Journal of Strain Analysis, 37(6):565–583, 2002. [46](#), [52](#)
- [76] Wang, D., D Zhang y S. Ge: *Effect of displacement amplitude on fretting fatigue behavior of hoisting rope wires in low cycle fatigue*. Tribology International, 52:178–189, 2012. [46](#)
- [77] Giner, E., M. Tur, A. Vercher y F.J. Fuenmayor: *Numerical modelling of crack-contact interaction in 2D incomplete fretting contacts using X-FEM*. Tribology International, 42(9):1269–1275, 2009. [47](#), [52](#), [60](#)
- [78] Hojjati-Talemi, R.: *Numerical Modelling Techniques for Fretting Fatigue Crack Initiation and Propagation*. Tesis de Doctorado, Ghent University, 2013. [47](#)
- [79] Navarro, C., J. Vázquez y J. Domínguez: *Life Assessment in Fretting Fatigue*. Key Engineering Materials, 618:99–122, 2014. [47](#)
- [80] Houghton, D.: *Representative fretting fatigue testing and prediction for splined couplings*. Tesis de Doctorado, University of Nottingham, 2009. [47](#)
- [81] Madge, J.J., S.B. Leen, I.R. McColl y P.H. Shipway: *Contact-evolution based prediction of fretting fatigue life: effect of slip amplitude*. Wear, 262(9):1159–1170, 2007. [48](#)

- [82] Wang, D., D. Zhang, Z. Zhang y S. Ge: *Effect of various kinematic parameters of mine hoist on fretting parameters of hoisting rope and a new fretting fatigue test apparatus of steel wires*. Engineering Failure Analysis, 22:92–112, 2012. [50](#), [117](#), [118](#)
- [83] Rumbaugh, J., M. Blaha, W. Premerlani, F. Eddy y W. E. Lorensen: *Object-oriented modeling and design*. Prentice-hall Englewood Cliffs, NJ, 1991. [53](#)
- [84] Adalsteinsson, D. y J. A. Sethian: *A fast level set method for propagating interfaces*. Journal of computational physics, 118(2):269–277, 1995. [56](#)
- [85] K.Pereira, S. Bordas, S. Tomar, R. Trobec, M. Depolli, G. Kosec y M.A. Wahab: *On the Convergence of Stresses in Fretting Fatigue*. Materials, 9(8):639, 2016. [59](#)
- [86] Gandiolle, C. y S. Fouvry: *Stability of critical distance approach to predict fretting fatigue cracking: a “lopt-bopt” concept*. International Journal of Fatigue, 82:199–210, 2016. [59](#), [63](#), [65](#), [87](#)
- [87] Nowell, D. y D. Dini: *Stress gradient effects in fretting fatigue and D. Nowell and D. Dini*. Tribology International, 36:71–78, 2003. [59](#)
- [88] Araújo, J.A., L. Susmel, M.S.T. Pires y F.C. Castro: *A Multiaxial Stress-Based Critical Distance Methodology To Estimate Fretting Fatigue Life*. Tribology International, 2016. [59](#)
- [89] Fett, T. y D. Munz: *Stress intensity factors and weight functions*. Computational Mechanics Publications Southampton, 1997. [60](#)
- [90] Pannemaeker, A. d., Fouvry S. y Buffiere J.Y.: *Reverse identification of short-long crack threshold fatigue stress intensity factors from plain fretting crack arrest analysis*. Engineering Fracture Mechanics, 134:267–285, 2015. [62](#), [63](#), [64](#), [65](#), [66](#), [71](#), [76](#)
- [91] Dubourg, M.C. y V. Lamacq: *Stage II crack propagation direction determination under fretting fatigue loading: a new approach in accordance with experimental observations*. ASTM Special Technical Publication, 1367:436–450, 2000. [68](#), [78](#)

-
- [92] Vazquez, J., S. Astorga, C. Navarro y J. Dominguez: *Analysis of initial crack path in fretting fatigue*. Fracture and Structural Integrity, (37):38–45, 2016, ISSN 1971-8993. [68](#)
- [93] Newman, J.C., X.R. Wu y C.G. Li: *Small-Crack Effects and in High-Strength and Aluminum and Alloys*. NASA Reference Publication, 1994. [72](#)
- [94] Taylor, D.: *The Theory of Critical Distances: a new perspective in fracture mechanics*. Elsevier, 2007. [72](#)
- [95] Magaziner, R., O. Jin y S. Mall: *Slip regime explanation of observed size effects in fretting*. Wear, 257(1-2):190–197, 2004. [80](#), [81](#), [82](#), [86](#), [88](#)
- [96] *CES EduPack*. Granta Design, 2010. [83](#), [86](#), [98](#)
- [97] Navarro, C., S. Muñoz y J. Dominguez: *Propagation in fretting fatigue from a surface defect*. Tribology International, 39:1149–1157, 2006. [84](#)
- [98] Pearson, S.R. y P.H. Shipway: *Is the wear coefficient dependent upon slip amplitude in fretting? Vingsbo and Söderberg revisited*. Wear, 330-331:93–102, 2015. [90](#)
- [99] Gandiolle, C., S. Garcin y S. Fouvry: *A non-collinear fretting-fatigue experiment to compare multiaxial fatigue criteria: critical shear plane strategy is better than invariant formulations*. Tribology International, 2016. [95](#)
- [100] Klaffke, D.: *On the Influence and of Test and Parameters on Friction and Wear of Ceramics and in Oscillating and Sliding*. Tribotest Journal, 1-4:311–320, 1995. [109](#), [110](#), [118](#)
- [101] Otaño, N.: *Reduction of the computational cost for the numerical simulation of the mechanical behaviour of wire ropes*. Tesis de Doctorado, École Centrale Paris, 2016. [125](#)
- [102] Vincent, L., Y. Berthier y M. Godet: *Testing methods in fretting fatigue: a critical appraisal*. ASTM Special Technical Publication, (1159):33–48, 1992. [130](#)

- [103] Mulvihill, D.M., M.E. Kartal, A.V. Olver, D. Nowell y D.A. Hills: *Investigation of non-Coulomb friction behaviour in reciprocating sliding*. *Wear*, 271(5-6):802–816, jun 2011. [131](#), [133](#), [168](#)
- [104] Cruzado, A., M. Hartelt, R. Wäsche, M.A. Urchegui y X. Gomez: *Fretting wear of thin steel wires. Part 2: Influence of crossing angle*. *Wear*, 273(1):60–69, 2011. [131](#)
- [105] Jin, X., W. Sun y P.H. Shipway: *Derivation of a wear scar geometry-independent coefficient of friction from fretting loops exhibiting non-Coulomb frictional behaviour*. *Tribology International*, 102:561–568, 2016. [133](#)
- [106] Lemaitre, J. y J.L Chaboche: *Mechanics of solid materials*. Cambridge University Press, 1998. [145](#)
- [107] Papadopoulos, I. V.: *Critical plane approach in high-cycle fatigue: On the definition of the amplitude and mean value of the shear stress acting on the critical Plane*. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 21:269–285, 1998. [146](#)
- [108] Shamos, M. I.: *Computational Geometry*. Tesis de Doctorado, Universidad de Yale, 1978. [146](#)
- [109] Toussaint, G. T. y B. K. Bhattacharya: *Optimal algorithms for computing the minimum distance between two finite planar sets*. *Pattern Recognition Letters*, 2:79–82, 1983. [146](#)
- [110] Graham, R. L.: *An efficient algorithm for determining the convex hull of a finite planar set*. *Information Processing Letters*, 1:132–133, 1972. [147](#)
- [111] Susmel, L.: *A simple and efficient numerical algorithm to determine the orientation of the critical plane in multiaxial fatigue problems*. *International Journal of Fatigue*, 32(11):1875–1883, 2010. [148](#), [149](#)
- [112] Araújo, J.A., A.P. Dantas, F.C. Castro, E.N. Mamiya y J.L.A. Ferreira: *On the characterization of the critical plane with a simple and fast alternative*

-
- measure of the shear stress amplitude in multiaxial fatigue.* International Journal of Fatigue, 33(8):1092–1100, 2011. [148](#), [149](#)
- [113] Li, B., L. Reis y M. de Freitas: *Comparative study of multiaxial fatigue damage models for ductile structural steels and brittle materials.* International Journal of Fatigue, 31(11-12):1895–1906, 2009. [148](#)
- [114] Li, B., J. Santos y M. Freitas: *A Unified Numerical Approach for Multiaxial Fatigue Limit Evaluation.* Mechanics of Structures and Machines, 28(1):85–103, au 2000. [149](#)
- [115] O'Rourke, J.: *Finding Minimal and Enclosing Boxes.* international Journal of Computer and Information Sciences, 14(3):183–199, 1985. [149](#)
- [116] Dowling, N. E.: *Mean stress effects in stress-life and strain-life fatigue.* En *2nd DAE Brasil International Conference on Fatigue*, 2004. [162](#), [163](#)
- [117] Kandil, F.A.: *Potential ambiguity in the determination of the plastic strain range and component in LCF and testing.* International Journal of Fatigue, (21):1013–1018, 1999. [166](#)
- [118] Ricotta, M.: *Simple expressions to estimate the Manson–Coffin curves of ductile cast irons.* International Journal of Fatigue, 78:38–45, 2015. [166](#)
- [119] Manson, S.S.: *Fatigue: A complex subect - some ismple approximations.* Informe técnico, Nasa, 1965. [166](#)
- [120] Socie, D., M.R. Mitchell y E.M. Caulfied: *Fundamentals of modern fatigue analysis.* Informe técnico, Fracture Control Program, 1978. [167](#)
- [121] Roessle, M.L. y A. Fatemi: *Strain-controlled fatigue properties of steels and some simple and approximations.* International Journal of Fatigue, 22(6):495–511, 2000. [168](#)
- [122] Meggiolaro, M: *Statistical evaluation of strain-life fatigue crack initiation predictions.* International Journal of Fatigue, 26(5):463–476, 2004. [168](#)

Bibliografía

- [123] Fernández-Canteli, A., C. Przybilla, M. Nogal, M. López Aenlle y E. Castillo: *ProFatigue: A Software Program for Probabilistic Assessment of Experimental Fatigue Data Sets*. Procedia Engineering, 74:236–241, 2014. [197](#)