

Tesis Doctoral
Ingeniería Mecánica

Paliativo frente a la fatiga por fretting
y análisis del proceso de fatiga en
cordones metálicos

Autor:

Diego Erena Guardia

Directores:

Jesús Vázquez Valeo

Profesor titular

Carlos Navarro Pintado

Catedrático

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación Industrial

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019

Tesis doctoral: Paliativo frente a la fatiga por fretting y análisis del proceso de fatiga en cordones metálicos

Autor: Diego Erena Guardia

Tutor: Carlos Navarro Pintado

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

A mi familia,

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer la ayuda recibida de todos los miembros del Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación. En especial a mis dos directores Carlos Navarro y Jesús Vázquez por su apoyo y confianza.

Por último, agradecer al Ministerio de economía y competitividad la oportunidad de realizar la presente tesis.

Resumen

El fallo de cables de acero es comúnmente producido por el fenómeno de la fatiga. Para analizar el fallo por fatiga en este tipo de elementos, un nuevo equipo de ensayos ha sido diseñado, fabricado y validado. Uno de los principales aspectos de este nuevo útil de ensayos, es la capacidad de aplicar al cable tanto cargas axiales como de flexión simultáneamente. Además, ambas cargas pueden ser estáticas o variables con el tiempo.

El primero de los objetivos fue evitar el fallo del cable en la zona de sujeción, y de este modo producir el fallo debido únicamente a las tensiones globales producidas por las fuerzas externas aplicadas y las tensiones inducidas por el contacto entre hilos.

Durante el desarrollo de este primer objetivo y tras el análisis numérico de diferentes tipos de elementos de sujeción para evitar fretting en los mismos, surge la idea de un nuevo concepto de paliativo, extensible al fenómeno de la fatiga por fretting en general. La idea básica consiste en realizar orificios debajo de las superficies en contacto y cerca de las zonas en las que se inician las grietas por fretting. Con la introducción de dichos orificios se consigue que la distribución de presiones sea menor en los bordes de contacto y también la tensión axial que provoca la iniciación de grietas. En base a ello se realiza un trabajo complementario, en el que se analiza el efecto producido por estos orificios en un par de contacto básico, como es el contacto cilíndrico. Los análisis numéricos con este tipo de geometrías producen resultados muy satisfactorios que marcan una guía para el uso de un nuevo tipo de paliativo frente al fretting.

El segundo de los objetivos, y volviendo al análisis de la rotura en cables de acero, es diseñar un equipo de ensayos versátil, de forma que sea posible ensayar diferentes combinaciones de cargas, así como diferentes configuraciones de cables. El tipo de fallo esperado, será producido por una combinación de tensiones globales (axiales y de flexión) y de contacto, dependiendo fuertemente del tipo de configuración del cable ensayado y por tanto del tipo de contacto.

Una vez diseñado el equipo se realiza una amplia batería de ensayos con la configuración de cables más básica de las comúnmente empleadas, un cordón de

acero inoxidable de siete hilos. El cordón ha sido sometido a diversas combinaciones de fuerzas axiales y de flexión. Una vez llevados a cabo los ensayos de fatiga, y con el objetivo de analizar las zonas de iniciación de grietas, así como su propagación y determinar el fenómeno que provoca el fallo, las superficies de fractura de los cables ensayados fueron analizadas mediante microscopía electrónica.

Debido al tamaño de los hilos que conforman el cordón ensayado, la medición de tensiones y deformaciones in situ es compleja o casi imposible. Por ello y con el objetivo de conocer los campos de tensiones y deformaciones que aparecen en el cordón, se han realizado diversas simulaciones numéricas mediante dos modelos de elementos finitos de formulación implícita. Un primer modelo complejo en el que se ha modelado un cordón completo con el objetivo de reproducir fielmente los ensayos llevados a cabo y un segundo modelo simplificado realizado con el objetivo de una aplicación rápida y práctica.

Por último, se han aplicado diversos métodos de predicción de vida a fatiga en función de los resultados experimentales y numéricos obtenidos. En base a ambos resultados se llega a la conclusión que, debido a la geometría de cordón empleada, y por tanto al tipo de contacto que de forma inherente aparece entre hilos, el fallo es producido debido a las tensiones globales aplicadas al cordón y no al fenómeno de fretting, que aunque también se observa en el contacto entre hilos, no es determinante. En base a estos resultados se concluye con un método simple, pero efectivo, para la predicción a fatiga de cordones de acero de siete hilos sometidos a cargas axiales y de flexión.

Abstract

Metallic cables failure is commonly produced by fatigue phenomena. In order to analyse the fatigue failure of cables, a new device has been designed, manufactured and validated. The main peculiarity of the device is its capacity to apply simultaneously axial and bending loads. In addition, both loads can be static or time variable.

The first objective was to avoid the failure of the cable close to the clamping system and thus produce the failure due to global stress produced by external loads and contact stresses prompted between wires.

During the development of this first objective and after the numerical analysis of different types of clamping systems, the idea of a new fretting palliative arose. The basic idea is to make holes under the contact surfaces and near the areas where cracks initiate due to fretting. With the introduction of the holes, the pressure distribution is reduced at the contact edge and also direct stress that produce the initiation of cracks. Based on these observations, a complementary work is carried out, in which the effect produced by these holes in a basic contact pair, such as the cylindrical contact one, is analysed. Numerical analysis with this type of geometry produce very satisfactory results that mark a guide for the use of a new type of palliative against fretting

The second objective, and returning to the analysis of cable failure, was to design a versatile test equipment. Therefore, with the device designed it is possible to test different combinations of loads, as well as different cable configurations. The expected type of failure is produced by a combination of global (axial and bending) and contact stresses. Nevertheless, the type of failure depends strongly on the type of cable configuration and therefore on the type of contact.

Once the device was designed, a wide battery of tests was carried out with the most basic cable configuration of those commonly used, a seven-wire stainless steel strand. The strand was subjected to various combinations of axial and bending loads. Once the fatigue tests were carried out, and with the aim of analysing the crack initiation zones, as well as their propagation, the fracture surfaces, of the tested strands, were analysed by a scanning electron microscope.

Due to the size of the wires that shape the strand, the measurement of stresses and strains in situ is complex or almost impossible. For this reason and in order to know the stress/strain fields of the strand, several numerical simulations have been carried out by means of two implicit finite element models. A first complex model in which a complete strand has been modelled in order to faithfully reproduce the tests carried out and a second simplified model developed with a more practical application.

Finally, various fatigue life prediction methods have been applied based on the experimental and numerical results obtained. In view of the results, it is concluded that, due to the strand geometry tested, and therefore to the type of contact that inherently appears between wires, the failure is produced due to the global stresses applied to the strand and not because of fretting phenomenon, which although it is also observed in the contact between wires, is not determinant. Based on these results, we conclude with a simple but effective method for the prediction of the fatigue life of 7-wire stainless steel strands subjected to cyclic axial and bending loads.

Índice

Agradecimientos	vii
Resumen	ix
Abstract	xi
Índice	xiii
Índice de Figuras	1
1 Introducción	4
1.1 <i>Cables y cordones</i>	4
1.1.1 Ensayos cables	9
1.1.2 Geometría cordones.....	13
1.1.3 Cálculo analítico de tensiones.....	18
1.2 <i>Introducción al fretting</i>	20
1.2.1 Tipos de fretting.....	22
1.2.2 Paliativos en fretting.....	23
1.2.2.1 Modificación geometría.....	24
1.2.2.2 Propiedades del par de contacto.....	24
1.2.2.3 Tensiones residuales.....	25
1.3 <i>Tensiones equivalentes en fatiga</i>	26
1.3.1 Criterios multiaxiales.....	28
1.3.1.1 Smith-Watson-Topper.....	28
1.3.1.2 Fatemi-Socie.....	29
1.3.2 Otros criterios.....	31
1.3.2.1 Relaciones de Goodman y Gerber.....	31
1.3.2.2 Relación de Walker.....	31
1.4 <i>Contenido de la tesis</i>	33
2 Elementos de sujeción y paliativo en fretting	35
2.1 <i>Análisis sujeción cordones</i>	35
2.1.1. Análisis numérico preliminar.....	36
2.1.2. Elemento sujeción empleado.....	38
2.2 <i>Tensiones par de contacto cilíndrico</i>	40

2.3. Paliativo en fretting (Anexo A)	44
3. Fatiga en cordones de acero	53
3.1. Resumen Anexo B y Anexo C	53
3.2. Manual dispositivo de ensayos	63
3.3. Información adicional.....	69
3.3.1. Geometría y malla FEM	70
3.3.2. Curvas predicción adicionales.	75
4. Conclusiones	81
4.1. Paliativo	81
4.2. Cordones.	82
Anexo A.....	84
Anexo B.....	107
Anexo C.....	127
Anexo D.....	154
Anexo E	172
Referencias	179

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1-1. Geometría y nomenclatura a) cordón y b) cable.</i>	5
<i>Figura 1-2. Ejemplos secciones de cables.</i>	5
<i>Figura 1-3. Configuraciones de ensayos de hilos.</i>	9
<i>Figura 1-4. Sistema de ensayos de Zhou et al. [10].</i>	11
<i>Figura 1-5. Sistema de ensayos Azevedo et al. [12-13].</i>	12
<i>Figura 1-6. Sistema de ensayos Winkler et al. [17]</i>	12
<i>Figura 1-7. Detalle guía sistema de ensayos Winkler et al. [17].</i>	12
<i>Figura 1-8. Sección cordón y parámetros.</i>	14
<i>Figura 1-9. Parámetros geométricos hilo exterior cordón.</i>	15
<i>Figura 1-10. Definición ángulo de hélice α.</i>	15
<i>Figura 1-11. Sección hilo exterior y posición de contacto.</i>	17
<i>Figura 1-12. Huella de contacto entre dos hilos de acero inoxidable.</i>	21
<i>Figura 1-13. Distribución de tensiones en a) fretting y b) fatiga por fretting.</i>	22
<i>Figura 1-14. Aliviador de tensiones de contacto mediante ranura.</i>	24
<i>Figura 1-15. Grieta iniciando según SWT.</i>	29
<i>Figura 1-16. Grieta iniciando según FS.</i>	30
<i>Figura 2-1. Discretización modelo simplificado sujeción cables.</i>	36
<i>Figura 2-2. Modelo simplificado sistema de sujeción con ranura toroidal.</i>	38
<i>Figura 2-3. a) Portaherramientas, b) Pinza cónica.</i>	39
<i>Figura 2-4. Par de contacto cilindro-plano.</i>	40
<i>Figura 2-5. Distribución de tensiones en la superficie de contacto. Deslizamiento global.</i> ...	42
<i>Figura 2-6. Distribución de tensiones axiales en la superficie por partes.</i>	44

<i>Figura 2-7. Distribución de tensiones totales en la superficie.</i>	44
<i>Figura 2-8. Par de contacto con un hueco.</i>	46
<i>Figura 2-9. Par de contacto con tres huecos.</i>	47
<i>Figura 2-10. Criterio plano más desfavorable.</i>	48
<i>Figura 2-11. Descripción esquemática ecuación de Flamant</i>	51
<i>Figura 2-12. Comparativa tensión en la superficie con y sin hueco (-Q)</i>	52
<i>Figura 3-1. Tipología de ensayos.</i>	54
<i>Figura 3-2. Esquema ensamblaje final</i>	55
<i>Figura 3-3. Bloque de precarga. Soporte pequeño.</i>	55
<i>Figura 3-4. Bloque precarga. Soporte en voladizo con cilindro hidráulico.</i>	56
<i>Figura 3-5. Soporte de flexión y pulsador.</i>	57
<i>Figura 3-6. Organigrama de control de ensayos.</i>	58
<i>Figura 3-7. Ciclo de carga aplicado al cordón.</i>	59
<i>Figura 3-8. Ejemplos imágenes SEM, hilo exterior.</i>	60
<i>Figura 3-9. Detalle anclaje cilindro 1.</i>	64
<i>Figura 3-10. Detalle soporte de flexión sin cilindro.</i>	64
<i>Figura 3-11. Foto ensamblaje final.</i>	65
<i>Figura 3-12. Adaptador portaherramientas a rótula</i>	66
<i>Figura 3-13. Detalle rótula e interior jaula.</i>	66
<i>Figura 3-14. Detalle ensamblaje soporte pequeño. Bloque precarga.</i>	66
<i>Figura 3-15. Adaptador 1, portaherramientas a célula 1.</i>	67
<i>Figura 3-16. Detalle acelerómetro y cordón.</i>	67
<i>Figura 3-17. Interfaz LabView.</i>	68
<i>Figura 3-18. Diagrama de bloques LabView.</i>	69
<i>Figura 3-19. Distribución elementos BEAM y SOLID.</i>	70

<i>Figura 3-20. a) Malla hilo central b) Detalle malla zona de contacto.</i>	<i>71</i>
<i>Figura 3-21. a) Sección hilos central y exterior, b) Modelo 3D.</i>	<i>71</i>
<i>Figura 3-22. a) Sección cordón, b) Cordón sólido 3D.</i>	<i>72</i>
<i>Figura 3-23. Transferencia de elementos sólidos a viga.</i>	<i>72</i>
<i>Figura 3-24. Detalle geometría pulsador.</i>	<i>73</i>
<i>Figura 3-25. Esquema condiciones de contorno FEM.</i>	<i>73</i>
<i>Figura 3-26. Acoplamiento elementos BEAM y COMBIN.</i>	<i>74</i>
<i>Figura 3-27. Acoplamiento elementos tipo SOLID y BEAM.</i>	<i>74</i>
<i>Figura 3-28. Ajuste de Gerber.</i>	<i>77</i>
<i>Figura 3-29. Ajuste de Goodman.</i>	<i>77</i>
<i>Figura 3-30. Ajuste de SWT.</i>	<i>78</i>
<i>Figura 3-31. Ajuste de Walker.</i>	<i>78</i>

1 INTRODUCCIÓN

*“Lo importante es no dejar de hacerse preguntas”
-Albert Einstein-*

EL fenómeno de la fatiga es definido según la real academia española como: “La pérdida de la resistencia mecánica de un material, al ser sometido largamente a esfuerzos repetidos”. La resistencia por tanto disminuye hasta provocar el fallo del componente mecánico. Este tipo de fallo mecánico es comúnmente observado en cables metálicos, tales como los utilizados para tendidos eléctricos y cables estructurales entre otros. Uno de los principales causantes del fallo de estos cables es un tipo específico de fatiga que se produce cuando dos superficies se encuentran presionadas entre sí y están sujetas a desplazamientos relativos que fluctúan con el tiempo. Este fenómeno particular de la fatiga se denomina fretting.

1.1 Cables y cordones.

La rotura de cables por fatiga es un fenómeno común al mismo tiempo que complejo. El fallo de los mismos puede producirse tanto por esfuerzos axiales, como ocurre en sistemas estructurales soportados por cables, como también por esfuerzos de flexión, normalmente combinados con una carga axial. Ejemplos de este último pueden ser los cables de tendido eléctrico sometidos a las fuerzas laterales del viento, los cables empleados para la sustentación de puentes también sometidos a la acción del viento y los cables de fijación de estructuras flotantes sometidos a las fuerzas laterales del agua.

Existe una amplia variedad de cables metálicos en base a su composición, forma de trenzado y comportamiento ante esfuerzos. Los más básicos, denominados

cordones, están formados por un hilo central, alrededor del que se colocan una o varias capas de hilos arrollados helicoidalmente. Un conjunto de cordones arrollados helicoidalmente sobre un cordón central formaría un cable, como se muestra en la *Figura 1-1*.

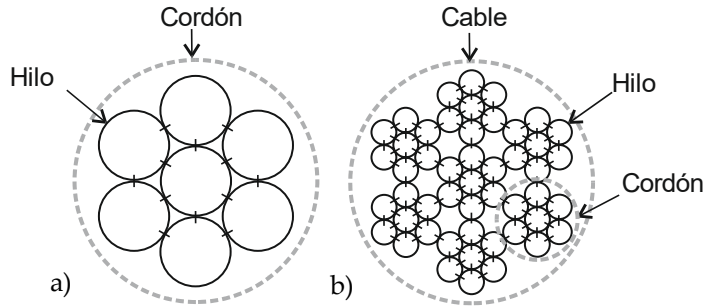


Figura 1-1. Geometría y nomenclatura a) cordón y b) cable.

La geometría más básica emplea hilos de sección circular, sin embargo, existen infinidad de geometrías en función del uso del mismo. A modo de ejemplo se muestran algunas secciones de cables en la *Figura 1-2*, dichos cables están compuestos por cordones de 7 y 19 hilos arrollados helicoidalmente en distintas configuraciones.

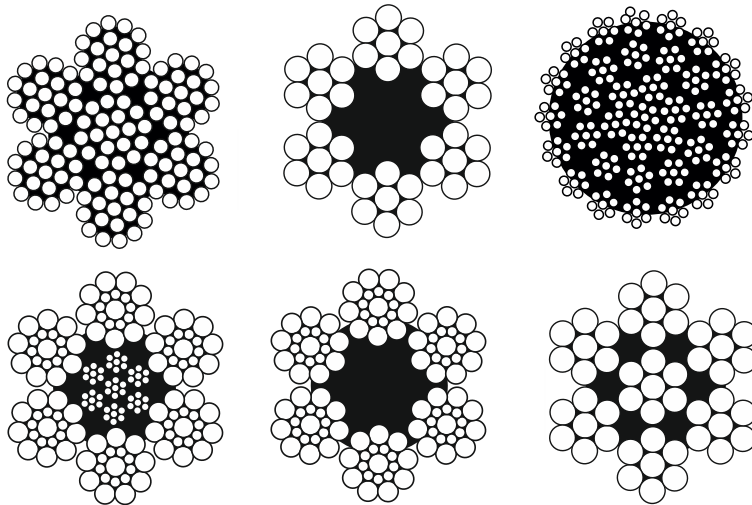


Figura 1-2. Ejemplos secciones de cables.

De aquí en adelante se empleará el termino cable para hacer referencia de forma general tanto a cables como a cordones.

Los fallos por fatiga de los cables se producen generalmente en las proximidades o incluso dentro de los elementos de fijación empleados para su sujeción. En el caso de los cables sometidos únicamente a cargas axiales, los avances en los diseños de los elementos de fijación han permitido que la resistencia a fatiga en estas zonas sea muy parecida a la del resto del cable, con lo que los fallos pueden aparecer en cualquier punto del mismo. En el caso de cargas variables de flexión, las restricciones al movimiento lateral producidas en los puntos de fijación hacen que estas zonas sean claramente las más débiles, observando fretting en las proximidades de los mismos.

Tanto ante cargas axiales como de flexión, el comportamiento de los hilos que forman el cable es complejo. Ante cargas axiales, los hilos se encuentran sometidos a una fuerza axial al mismo tiempo que a un momento de flexión y otro de torsión por variación del ángulo de la hélice [1]. Además, entre los hilos aparecen fuerzas de contacto y deslizamientos relativos. Esta situación propicia el fenómeno de fretting que produce una reducción significativa en la vida a fatiga. Ante cargas de flexión el fenómeno se acentúa, produciendo mayores presiones y deslizamientos entre los cables y también entre los cables y los elementos de fijación empleados.

Dada la complejidad de los movimientos entre los hilos y la dificultad del análisis de las tensiones de contacto las recomendaciones de diseño, ya sean para cables de tendido eléctrico [2] o estructurales [3-4], se basan fundamentalmente en resultados empíricos y aproximaciones basadas en la curva S-N. Teniendo en cuenta la variabilidad de los estados de carga, el tipo de fijaciones posibles, y los pocos datos de ensayos existentes, realizados generalmente en condiciones de carga y con sistemas de fijación muy concretos, las recomendaciones de diseño suelen ser bastante conservadoras.

Los primeros en afrontar esta problemática fueron Raouf et al. [5-7], quienes realizaron diversos estudios teniendo en cuenta de forma indirecta el fenómeno del fretting por medio de un factor de concentración de tensiones basado en un análisis simplificado de las tensiones máximas de contacto. Propusieron métodos de predicción de vida tanto para cargas axiales como de flexión. Además, también observaron que el fallo se producía en las cercanías de los puntos de fijación debido al fenómeno del fretting [8]. Tras diversos estudios sugieren finalmente que el

fenómeno del fretting es un factor determinante en la vida a fatiga de cables y que por lo tanto debe tenerse en cuenta mediante buenas aproximaciones al problema y no solo con la aplicación de un factor de concentración de tensiones [9].

En los años 90, Zhou et al. [10-11] realizaron ensayos en cables de tendido eléctrico, comprobando también que el fretting era un factor determinante en la resistencia a fatiga de los mismos. Así mismo, observaron que el fallo se producía en las zonas de contacto entre hilos en las que había un régimen mixto de deslizamiento: deslizamiento global-deslizamiento parcial. El fallo se observaba en las cercanías del elemento empleado para aplicar la flexión, el cual aplicaba una presión externa al cable. También corroboraron que la vida del cable dependía en gran medida del tipo de sujeción empleada y que la vida a fatiga aumenta notablemente cuando se aplica lubricación al mismo.

En los últimos años, Araujo et al. [12-13] han realizado ensayos de fatiga por flexión en cables de tendido eléctrico para determinar la influencia de la tensión media sobre la resistencia a fatiga. En estos ensayos de nuevo comprueban que los fallos se producen por fretting y principalmente en los elementos de fijación.

Nasution et al. [14-16] han realizado análisis experimentales y numéricos, mediante elementos finitos, de cables de cobre sometidos a tensión y flexión. En el análisis estudian un modelo simplificado del contacto entre hilos y aproximan el coeficiente de rozamiento a partir de la correlación entre la rigidez del cable medida y calculada. Con las tensiones obtenidas en la simulación de los distintos ensayos correlacionan las curvas S-N de los cables con las de los hilos, obtenidas en ensayos independientes.

Prueba de la importancia de las condiciones de fretting en la vida a fatiga de los cables es el análisis presentado por Winkler et al. [17], en el que determinan la vida a fatiga y los deslizamientos entre los hilos de un cable sometido a flexión, con diferentes radios de curvatura. Llegan a la conclusión de que los deslizamientos son importantes, aunque no logran relacionarlos claramente con el fallo y combinan la flexión y el fretting, pero sin distinguir claramente la influencia de una y otro. Observando de nuevo que el fallo se produce de forma general cerca de los elementos de sujeción.

De acuerdo con todo lo anterior se conoce que el fretting es un factor determinante en el fallo por fatiga de los cables. Aunque existen algunos modelos analíticos o semianalíticos para estimar la vida en los cables, no existe ningún estudio que

permita establecer claramente el efecto del fretting y los parámetros que sobre él influyen.

Un aspecto que a día de hoy aún no está claro es si es posible utilizar datos de fatiga simple obtenidos a partir de los hilos que conforman el cable para predecir la vida en los cables. Llorca et al. [18] comprobaron que el fallo por fatiga en los hilos sueltos se inicia en una microgrieta o cavidad previa, generada durante la fabricación del hilo, mientras que en el cable las grietas se suelen iniciar en el borde de una zona de contacto entre hilos, en la que no tiene por qué haber grieta inicial, o en la zona de contacto con los elementos de sujeción. Si el inicio en fretting no se produce a partir de una microgrieta previa, implicaría que el fenómeno de iniciación es diferente en el hilo simple que en cable, con lo que la extrapolación de los resultados no podría hacerse de forma directa.

Para modelar el comportamiento mecánico de cables existen tanto técnicas analíticas como numéricas. Actualmente todas las técnicas analíticas desarrolladas están basadas en la teoría de la elasticidad y para su formulación se basan en ciertas simplificaciones y asunciones del comportamiento [19–28]. Todos estos modelos son útiles para calcular el comportamiento mecánico global del cable, ya que calculan la rigidez de éste frente a cargas axiales, de torsión o de flexión. Sin embargo, estos modelos no consideran, debido a su naturaleza, los efectos no lineales como pueden ser los cambios importantes de geometría o el flujo plástico. Además, estos modelos, o no permiten calcular el campo de las tensiones de contacto producidas entre hilos, o sólo ofrecen una aproximación de la tensión normal producida entre ellos.

Las limitaciones que presentan este tipo de modelos a la hora de analizar el comportamiento frente a la fatiga por fretting es que la mayoría de estos no incluyen el efecto de la fricción en su formulación debido a la dificultad que ello conlleva. Por tanto, aunque son de gran ayuda para verificar el comportamiento global del cable, no son suficientes para un análisis analítico preciso en las zonas de contacto.

En lo referente a los modelos numéricos, la técnica de los elementos finitos es la más ampliamente utilizada [29–38]. Aunque actualmente la potencia de cálculo de los equipos permite simular con muy buena precisión el comportamiento de cables, aún sigue siendo un importante reto desarrollar modelos que representen de forma fiel el comportamiento real de cable con geometrías complejas [39]. Sólo unos pocos

estudios han considerado un modelo preciso del comportamiento de un cable [30-31]. Aunque estos estudios reproducen con muy buena precisión y con un coste computacional moderado tanto la respuesta global y local de un cable, como las tensiones de contacto producidas entre ellos, su compleja implementación matemática ha limitado actualmente su uso.

1.1.1 Ensayos cables.

Es posible encontrar una revisión de los primeros métodos para el ensayo de cables en el libro de Feyrer [1]. Los primeros ensayos a fatiga de cables datan de principios del siglo XX, sin embargo, en dichos ensayos solo se tenía en cuenta el hilo central del cable, por tanto, se desconocía el importante efecto del fretting en los mismos.

Los ensayos reproducían de una u otra forma los estados tensionales que se muestran en la *Figura 1-3*. Por medio de ensayos de fatiga a tracción, flexión simple, flexión reversa o combinada y flexión rotativa. Las zonas sombreadas de cada uno de los hilos representan las zonas sometidas a las tensiones longitudinales alternas más altas.

Los primeros ensayos a fatiga axial de hilos datan del año 1937 realizados por Pomp y Hempel [40]. En estos primeros ensayos los elementos de sujeción ya comenzaron a ser el punto de localización de la fractura. Si una presión normal se utilizaba para sujetar los extremos de los hilos, el fallo era producido en la mayoría de casos justo en el sistema de anclaje.

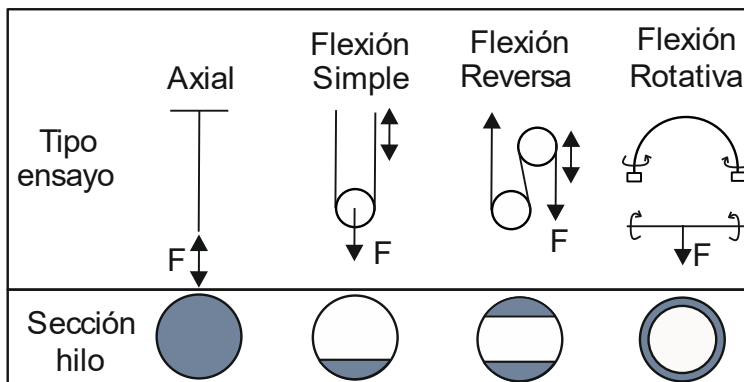


Figura 1-3. Configuraciones de ensayos de hilos.

Para encontrar la resistencia a fatiga real del hilo, este debía de sujetarse mediante algún método que asegurase el fallo a lo largo de la longitud libre. Este problema fue solventado con el empleo de un sistema de cogida específico menos dañino con los extremos del cable. Además, los extremos de los hilos se sometían a un proceso de endurecimiento por deformación mediante deep-rolling. Gracias a este proceso el límite de fatiga en los extremos aumentaba ligeramente respecto al resto del cable. Aumentando así la probabilidad de que el fallo fuese localizado en la longitud libre del hilo.

En el ensayo de fatiga axial las tensiones son constantes a lo largo de toda la sección del hilo. Dicha tensión σ está compuesta por una tensión media σ_m más una alterna σ_a como muestra la ecuación (1-1). Dicha tensión alterna debe ser menor que la tensión media para evitar problemas de pandeo.

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a \quad (1-1)$$

Sin embargo, unos años antes Woernle ya realizó ensayos a hilos sometidos a flexión simple empleando una polea [41]. Posteriormente repitieron este tipo de ensayos Donandt y Müller entre otros [42-43]. Una fuerza axial se aplicaba al hilo combinada con una flexión variable producida por una polea. En este tipo de ensayos la tensión media σ_m era la suma de la tensión axial σ_t más la mitad de la tensión producida por la flexión σ_b , mientras que la tensión alterna era producida únicamente por la tensión de flexión. Dicho estado tensional es representado por las Ecuaciones (1-2) y (1-3).

$$\sigma_m = \sigma_t + \sigma_b/2 \quad (1-2)$$

$$\sigma_a = \sigma_b/2 \quad (1-3)$$

Por tanto, solo una pequeña zona de la sección del hilo está sometida a elevadas cargas fluctuantes como se muestra en la *Figura 1-3* (Flexión simple).

Con el avance de los años se sigue aumentando la complejidad de los ensayos. En este sentido Schmidt y Unterber realizaron ensayos añadiendo una segunda polea, provocando así que sendos bordes de la sección del hilo estén sometidos a cargas variables (Flexión reversa *Figura 1-3*). En ambos casos el cable es traccionado

estáticamente y la tensión fluctuante es producida por el paso a través de las poleas [44].

Otros autores emplearon el método de la flexión rotativa para el estudio a fatiga de hilos de cables. Entre ellas se encuentran las máquinas de Votta y Wolf [45]. Existen distintas tipologías de ensayo para la flexión rotativa en hilos. Por un lado, el método común, en el que un hilo horizontal es cargado con una carga vertical estática y se somete a un giro de su eje longitudinal. Por otro lado, se diseñó una configuración específica, denominada Stuttgart, en la que se consigue la flexión del hilo curvando el mismo mediante la aplicación de una fuerza horizontal en sus extremos. Para posteriormente hacerlo girar como se muestra en la *Figura 1-3* (Flexión rotativa). En este tipo de ensayos el estado tensional producido al cable depende notablemente de la metodología empleada para producir la flexión, por tanto, los resultados no pueden ser comparables de una forma sencilla.

Posteriormente y dado que el fenómeno del fretting comenzó a descubrirse en el fallo de cables. Los ensayos se orientaron a cables completos y sometidos a estados de carga más cercanos a los que se producen en campo. Uno de los primeros dispositivos de ensayos fue el empleado por Zhou et al. [10]. Dicho dispositivo se muestra en la *Figura 1-4*. Una carga axial constante se aplica al cable por medio de pesos libres en los extremos. Por otro lado, tanto la longitud efectiva como la curvatura deseada se ajusta mediante dos soportes intermedios ajustables. El fallo es observado en las posiciones marcadas en rojo del elemento que aplica la flexión.

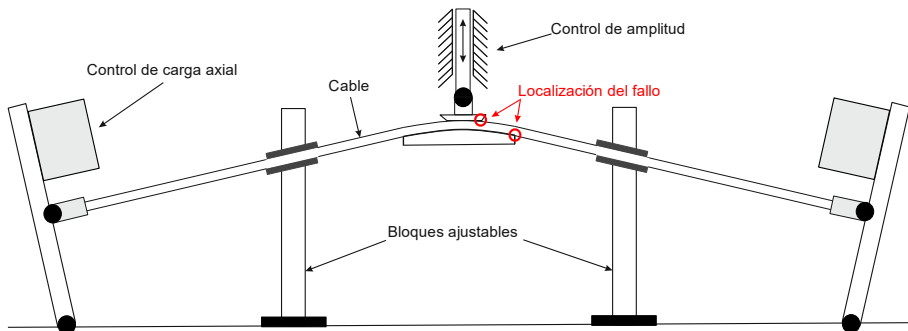


Figura 1-4. Sistema de ensayos de Zhou et al. [10].

La carga que soportan los cables es distinta según su aplicación, pero una muy típica es por la acción del viento. Algunos autores en la actualidad han ensayado en

laboratorio y simulado numéricamente sus efectos [46-47]. Estos ensayos se realizan en un túnel de viento, intentando simular condiciones reales.

Otros ensayos también simulan las condiciones reales pero están especialmente centrados en el análisis del fallo en los agarres de los cables de alta tensión [12-13]. Para ello montan un cable de aproximadamente 47 metros de longitud al que le aplican una carga axial y otra transversal, como se muestra en la *Figura 1-5*. Los autores observan que en la mayoría de los ensayos el fallo de los cables se produce justo al final de la región del sistema de sujeción.

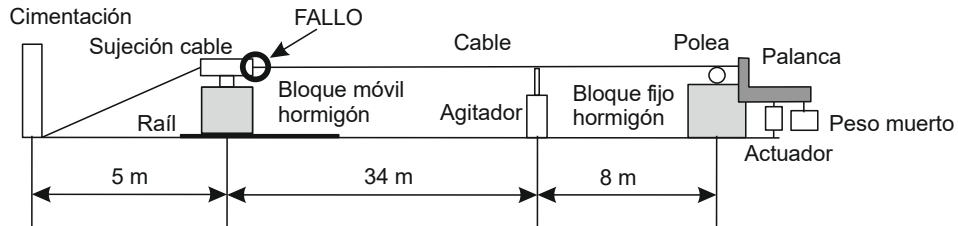


Figura 1-5. Sistema de ensayos Azevedo et al. [12-13].

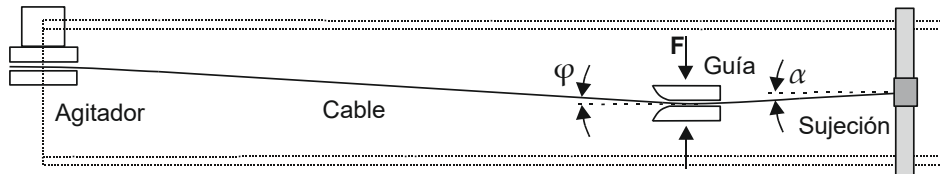


Figura 1-6. Sistema de ensayos Winkler et al. [17].

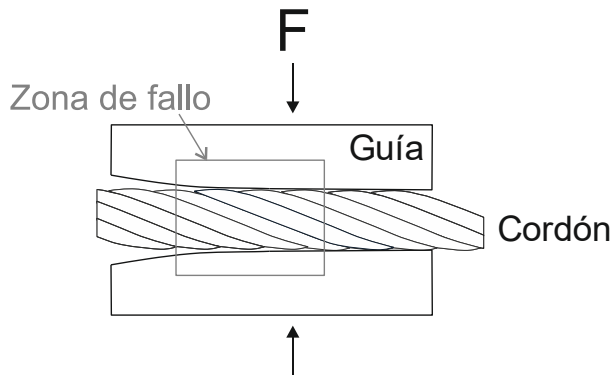


Figura 1-7. Detalle guía sistema de ensayos Winkler et al. [17].

Por otro lado, Winkler y sus colaboradores realizaron ensayos de cables sometidos únicamente a flexión, como se muestra en la *Figura 1-6*. Igualmente observan el fallo, de los cordones en este caso, en las cercanías de la guía empleada como se muestra en la *Figura 1-7*. La cual de nuevo aplica una presión al cable en sus extremos [17].

Otros autores no ensayan los cables, sino que intentan reproducir el tipo de contacto entre dos alambres cruzados y de ahí inferir conclusiones [48]. Para ello desarrollan un equipo de ensayos con el que realizan ensayos de fretting fatiga entre hilos individuales de un cable considerando diferentes ángulos de cruce entre ambos. Dicho trabajo combina los fenómenos de fatiga y desgaste tanto para la obtención de las propiedades tribológicas del hilo como para la estimación de la vida a fatiga del mismo.

Por tanto, los fallos observados en cables sometidos a fatiga se deben principalmente al fenómeno de fretting. Este fenómeno se puede observar en dos partes claramente diferenciadas. Por un lado, debido al contacto entre hilos y por el otro a la interacción entre el cable y el sistema de fijación empleado, siendo ambos fenómenos observados generalmente en las cercanías de los elementos de sujeción, en los que juega un papel importante la presión exterior aplicada.

1.1.2 Geometría cordones.

La geometría más básica de un cable se reduce a la de un cordón de 7 hilos [21], que es la que se estudia en el presente documento. Es importante conocer la definición de su geometría de forma matemática para posteriormente emplearla en el modelo numérico que se desarrollará. Por ello en esta sección se comentan las diferentes dimensiones que definen el cordón y la relación entre las mismas, necesarias para definir de forma precisa la geometría de un cordón de siete hilos.

Un cordón está compuesto de un hilo central de radio R_1 , rodeado de un número m_2 de hilos con forma helicoidal de radio R_2 . Siendo dichos hilos externos $m_2 = 6$ para el caso específico en estudio. Se puede considerar que el radio inicial o indeformado de la hélice que define un hilo exterior está dado por la Ecuación (1-4) quedando cada uno de los parámetros definidos en la *Figura 1-8*.

$$r = R_1 + R_2 \quad (1-4)$$

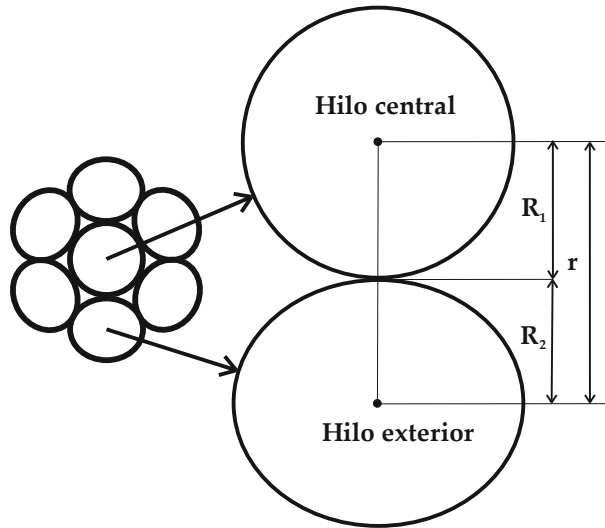


Figura 1-8. Sección cordón y parámetros.

Debido al arrollamiento helicoidal, los hilos exteriores tienen forma de elipse si el cordón se secciona por un plano perpendicular al hilo central, como la sección que se muestra en la Figura 1-8. Las coordenadas de la elipse que definen la sección del hilo exterior estarán definidas por la Ecuación (1-5) considerando el origen de coordenadas en el centro de la elipse como se muestra en la Figura 1-9.

$$\left(\frac{p}{R_2/\sin \alpha}\right)^2 + \left(\frac{q}{R_2}\right)^2 = 1 \quad (1-5)$$

Donde p y q son las coordenadas de cualquier punto de la elipse y α es el ángulo de la hélice que forman los hilos, de la forma definida en la Figura 1-10.

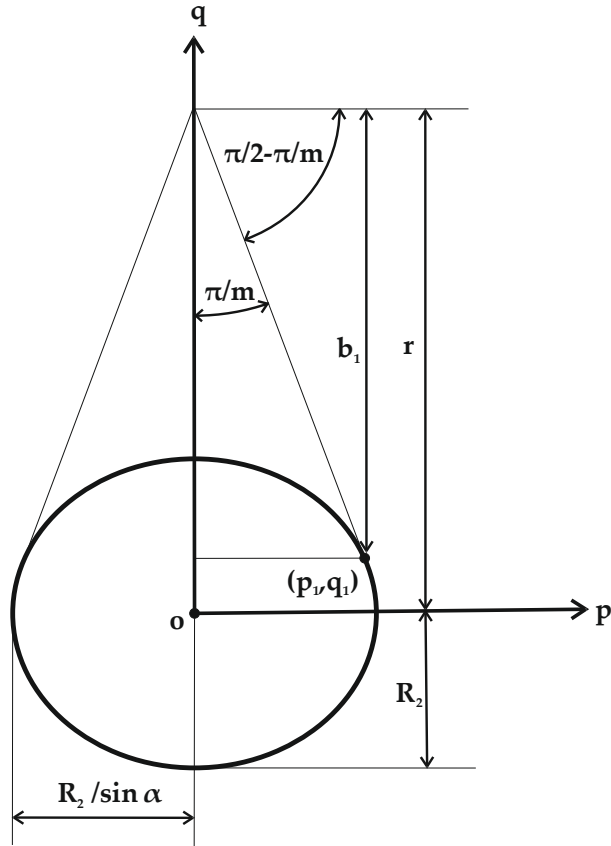


Figura 1-9. Parámetros geométricos hilo exterior cordón.

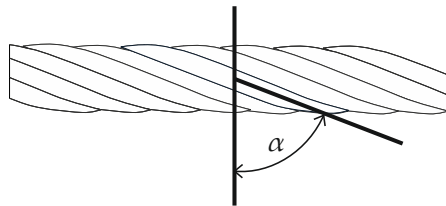


Figura 1-10. Definición ángulo de hélice α .

Por tanto, la pendiente de cualquier punto de la elipse viene dada por la Ecuación (1-6).

$$\frac{dq}{dp} = \pm \frac{p \sin^2 \alpha}{R_2 \sqrt{1 - \left(\frac{p \sin \alpha}{R_2}\right)^2}} \quad (1-6)$$

Además dicha pendiente se puede obtener de la *Figura 1-9*, particularizada para el punto de contacto entre hilos exteriores como $-\tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)$, definiendo dicho punto con las coordenadas (p_1, q_1) . Por tanto, si igualamos ambas expresiones particularizadas para el punto de contacto (Ecuación (1-7)) se obtienen mediante operaciones sencillas las coordenadas de dicho punto.

$$\tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) = \frac{p_1 \sin^2 \alpha}{R_2 \sqrt{1 - \left(\frac{p_1 \sin \alpha}{R_2}\right)^2}} \quad (1-7)$$

El valor de la coordenada p_1 se obtiene según la Ecuación (1-8).

$$p_1 = \frac{R_2}{\sin \alpha} \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) \frac{1}{\sqrt{\sin^2 \alpha + \tan^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)}} \quad (1-8)$$

Combinando la Ecuación (1-8) con la (1-5) también es posible conocer la coordenada q_1 mediante la Ecuación (1-9).

$$q_1 = \frac{R_2 \sin \alpha}{\sqrt{\sin^2 \alpha + \tan^2\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right)}} \quad (1-9)$$

De la *Figura 1-9* se puede obtener el valor de b_1 como:

$$b_1 = p_1 \tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m}\right) \quad (1-10)$$

Y como $r = b_1 + q_1$ se llega a la Ecuación (1-11) para obtener el radio de la hélice en función del radio de los hilos exteriores para un caso en el que estos están en

contacto por un único punto. De esta forma es posible determinar la geometría completa del cordón, conocido solo el radio de uno de los hilos y el ángulo de la hélice.

$$r = R_2 \sqrt{1 + \frac{\tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m} \right)}{\sin^2 \alpha}} \quad (1-11)$$

El área de la sección transversal de un cordón de siete hilos vendrá dada por la Ecuación (1-12).

Por último, la Figura 1 11 representa la sección de un hilo exterior en verdadera magnitud incluyendo el ángulo β . Dicho ángulo define la posición del punto de contacto entre hilos exteriores, considerando como origen el centro del hilo exterior. Dicho valor viene dado por la Ecuación (1 13) [21].

$$A_t = A_1 + 6 * A_2 = \pi R_1^2 + 6\pi \frac{R_2^2}{\text{sen } \alpha} \quad (1-12)$$

$$\cos \beta = \frac{1}{\cos^2 \alpha} \left\{ \sqrt{1 + \frac{\tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m} \right)}{\sin^2 \alpha}} - \sqrt{\tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m} \right) \left[1 + \frac{1}{\tan^2 \alpha \cos^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m} \right) \left[\sin^2 \alpha + \tan^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m} \right) \right] + \sin^4 \alpha} \right]} \right\} \quad (1-13)$$

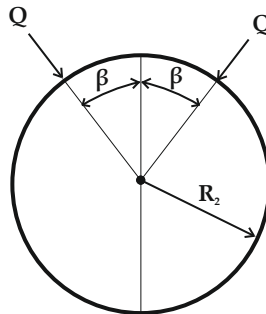


Figura 1-11. Sección hilo exterior y posición de contacto.

Donde Q representa el valor de la fuerza por unidad de longitud producida en el contacto.

Por tanto, conocidos tres parámetros de un cordón (R_2 , α y β) es posible definir la sección de un cordón en la que los hilos exteriores y el interior se tocan por un único punto. Toda la formulación desarrollada será empleada para la creación del modelo numérico que se desarrollara en secciones posteriores.

1.1.3 Cálculo analítico de tensiones.

El cálculo de tensiones en cables es complejo debido al gran número de variables que sobre él influyen. Ante una carga de tracción los hilos que componen el cable estarán sometidos a tensiones axiales debidas a la propia tracción y también a la flexión producida debido a la geometría helicoidal de los hilos exteriores. Además, si en los extremos de los cables no se permite el giro, aparece también una tensión tangencial debida a la torsión de los hilos. Sin embargo, en muchos casos solo se considera la componente de la tensión debida únicamente a la fuerza axial. En estos casos la tensión global de un cable sometido a tracción se aproxima comúnmente según la Ecuación (1-14).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1-14)$$

Donde F es la carga axial aplicada al cable y A el área de la sección perpendicular a al eje del mismo.

Sin embargo, mediante esta aproximación no se tiene en cuenta el efecto del ángulo de hélice. Para tenerlo en cuenta se encuentran algunas expresiones de aplicación directa en el libro de Feyrer donde además se desarrolla de forma extensa el proceso para llegar a las mismas [1], tanto para cordones como para cables completos. Para el caso particular de cordones de varias capas sometidos a tracción, es posible obtener una mejor aproximación de las tensiones axiales producidas por dicha carga en cada uno de los hilos mediante la Ecuación (1-15) [1]. Para aplicar dicha expresión se asume que el comportamiento de los hilos es lineal y que no hay fricción entre ellos.

$$\sigma_{tk} = \frac{F_k}{A_k} = \frac{\frac{\cos^2(90-\alpha_k)}{1+\nu_k \sin^2(90-\alpha_k)}}{\sum_{i=0}^n \frac{z_i \cos^3(90-\alpha_i)}{1+\nu_i \sin^2(90-\alpha_i)} A_i} F \quad (1-15)$$

El subíndice k hace referencia al número de la capa y el subíndice n al número total de capas, siendo $n = 0$ el hilo central del cordón. El parámetro z representa el número de hilos por cada capa y A el área de la sección del hilo perpendicular a su eje. Por último, el parámetro F es la fuerza axial total aplicada al cordón. El ángulo de hélice está definido según la *Figura 1-10*. Siendo dicho ángulo nulo para el hilo central. La ecuación anterior es válida tanto para el hilo interior de un cordón como para los exteriores.

La Ecuación (1-16) establece la tensión producida por la flexión de los hilos debido al ángulo de hélice ante una carga axial S , por lo tanto, solo es aplicable a los hilos exteriores del cordón.

$$\sigma_b = \left(\frac{\sin^2(90 - \alpha_f)}{r_f} - \frac{\sin^2(90 - \alpha_o)}{r_o} \right) \frac{R_2}{2} E \quad (1-16)$$

Donde el subíndice o representa el valor inicial y el subíndice f el valor ante la acción de la carga F . Donde r_f se puede calcular como

$$r_f = r_o \left(1 - \nu \frac{\sigma_t}{E} \right) \quad (1-17)$$

Y α_f según Ecuación (1-18)

$$\sin(90 - \alpha_f) = \sin(90 - \alpha_o) \frac{1 - \nu \frac{\sigma_t}{E}}{1 + \frac{\sigma_t}{E}} \quad (1-18)$$

Por otro lado, debido a la geometría de los hilos aparece una tensión tangencial τ producida por la torsión. Dicha tensión se puede calcular según la Ecuación (1-19).

$$\tau = \left(\frac{\sin(90 - \alpha_f) \cos(90 - \alpha_f)}{r_f} - \frac{\sin(90 - \alpha_o) \cos(90 - \alpha_o)}{r_o} \right) \frac{R_2}{2} G \quad (1-19)$$

Donde G es el módulo elástico transversal.

Para el caso de un cable a flexión no existe ninguna formulación clara y concisa para la obtención de las tensiones axiales. De forma general y como aproximación se emplea la ecuación de Reuleaux.

$$\sigma_R = \frac{R_1}{\rho} E \quad (1-20)$$

Donde ρ es el radio de curvatura que produce la flexión. Sin embargo, esta expresión solo es válida para radios de curvatura constantes, es decir, un cable pasando por una polea. Sin embargo, dicha expresión es únicamente válida para la flexión producida por cables pasando completamente por una polea. En el caso de cables de gran longitud sometidos a una fuerza transversal, las tensiones obtenidas según la expresión anterior son sobreestimadas. Es decir, para radios de curvatura que no sean constantes, la Ecuación (1-20) no es válida. Esta misma expresión es utilizada por Costello en su libro "*Theory of wire rope*" [21]. En el que además se puede encontrar un desarrollo completo de las ecuaciones de equilibrio de un cable y su comportamiento ante diferentes estados de carga.

1.2 Introducción al fretting.

Como se ha comentado anteriormente el fenómeno del fretting es un tipo de daño comúnmente observado en el fallo de cables de acero. La palabra fretting define el fenómeno de daño que se observa cuando dos superficies se encuentran presionadas entre sí mediante una fuerza normal y además existe un desplazamiento relativo entre ambas [49]. A causa de este fenómeno se pueden dar diferentes tipos de fallo en función de las condiciones de carga, ambientales y del material. Los distintos fenómenos observados pueden ser: cambios en la composición metalúrgica de los materiales, desgaste, corrosión y finalmente nucleación de grietas que posteriormente pueden propagarse si se dan las condiciones propicias para ello [50].

Aunque existen diferencias entre los distintos tipos de fretting, de forma general se les conoce con el mismo nombre, puesto que existe una clara relación entre los distintos fenómenos. El desgaste de las superficies en contacto por ejemplo, y de forma general, también conlleva la generación de óxidos y la nucleación de grietas [51].

Las superficies sometidas a fretting tienen características propias que denotan claramente su efecto. A causa del deslizamiento relativo entre las superficies, se forman pequeñas partículas de óxidos denominadas *fretting debris*. Estas partículas se deben al desprendimiento de material en la zona de contacto. Debido a su

exposición ambiental, estas partículas, o ya estaban en forma de óxido antes de desprenderse del material, o rápidamente reaccionan con el oxígeno una vez se desprenden del mismo. El color ayuda a analizar si se trata de óxido; en el caso del acero el color que toman es rojizo mientras que en caso del aluminio es negro [52]. Como consecuencia de esa oxidación y desgaste se observan además huellas entre las superficies en contacto como puede verse en la *Figura 1-12*. En esta figura se aprecia la zona de contacto entre los hilos de un cordón de acero inoxidable.



Figura 1-12. Huella de contacto entre dos hilos de acero inoxidable.

Existen una gran cantidad de componentes comúnmente empleados en ingeniería que son susceptibles de fallar por fretting. Además del objeto del presente documento, que son los cables de acero, es común observar este fenómeno en uniones atornilladas y roblonadas, en las colas de milano empleadas para la unión de los alabes a las turbinas, en uniones con ajuste a presión del tipo eje-cubo y en rodamientos, entre muchos otros ejemplos.

Es por tanto de gran importancia entender la mecánica de este tipo de fallo para así poder evitarlo, ya sea por motivos económicos o de seguridad. Para la comprensión de este fenómeno es necesario entender la interacción entre la deformación cíclica, la nucleación y el crecimiento de grietas, la mecánica del contacto y la ciencia de los materiales puesto que todas estas disciplinas juegan un papel importante en el fenómeno en estudio. La unión de todas estas disciplinas es compleja y por ello después de muchos años de investigación, el fenómeno del fretting sigue siendo un interesante objeto de estudio puesto que aún esconde muchas incógnitas.

1.2.1 Tipos de fretting.

En general, atendiendo únicamente a las condiciones de contorno, se puede distinguir entre dos tipos de fenómenos: fretting y fatiga por fretting. En el caso del fretting se considera que dos sólidos están presionados entre sí y sometidos a una carga oscilatoria como se muestra en la *Figura 1-13a*. En esta situación se crean fuertes gradientes de tensión en los bordes de contacto entre sólidos.

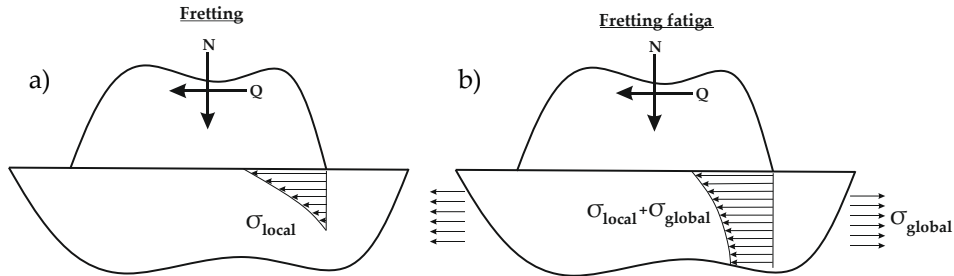


Figura 1-13. Distribución de tensiones en a) fretting y b) fatiga por fretting.

Por otro lado, si uno de los sólidos anteriores está sometido además a una tensión cíclica remota, el fenómeno se considera como fretting fatiga. En este caso además del gradiente producido por el contacto y la carga tangencial, se suma un frente constante de tensiones provocado por la carga remota. Por tanto, ante un mismo valor de la carga tangencial Q , el caso de fretting fatiga es más desfavorable puesto que hay un mayor volumen del sólido sometido a altas tensiones alternantes, siendo más probable que una grieta que se inicie, a consecuencia de las altas tensiones en el contacto, se propague debido a esa tensión remota.

La fuerza tangencial produce un deslizamiento relativo entre las superficies de contacto. Por otra parte, la relación entre la carga tangencial Q y la carga normal N , determina el límite entre deslizamiento global o deslizamiento parcial, en función del coeficiente de rozamiento μ . Es decir, si Q/N es igual que el coeficiente de rozamiento entre ambas superficies, estaremos ante un estado de deslizamiento global. Por el contrario, si la relación anterior es menor a μ , estaremos ante un estado de deslizamiento parcial. En dicho estado la zona central estará en adhesión mientras que los extremos de la zona de contacto estarán sometidos a pequeños deslizamientos relativos.

Existen infinidad de factores que afectan a la fatiga por fretting [53]. Entre otros se pueden nombrar: las cargas de contacto normal y tangencial, la tensión global, la geometría de los sólidos en contacto, el coeficiente de rozamiento, el acabado superficial de los sólidos, las propiedades mecánicas de ambos sólidos entre las que se incluyen las propiedades a fatiga simple, la temperatura y las condiciones ambientales, entre muchos otros factores. Aunque cada factor tiene su nivel de importancia e influencia en el fenómeno hay que destacar aquellos que gobiernan los niveles de tensiones para poder estimar la vida de los componentes que sufren por fretting en función de dichos parámetros.

Para ello se realizan ensayos de laboratorio con condiciones controladas y geometrías sencillas para determinar el alcance de cada uno de los parámetros mencionados. Las geometrías más comúnmente empleadas para el estudio básico de la fatiga por fretting son los pares de contacto del tipo esfera-plano, cilindro-plano y punzón recto-plano [54–56]. Sin embargo, también se realizan ensayos sobre problemas reales tales como el contacto entre los hilos de un cable o ensayos sobre configuraciones eje-cubo donde el fretting es determinante [57–63].

1.2.2 Paliativos en fretting.

Muchos estudios en el ámbito del fretting se centran en la búsqueda de paliativos para disminuir en la medida de lo posible el efecto dañino de este fenómeno. En concreto, muchos de estos paliativos se centran en el uso de tratamientos aplicados directamente a las superficies de contacto.

En la literatura existen una gran cantidad de documentos que proponen distintos paliativos para disminuir el efecto del fretting o mitigarlo en gran medida [64]. Aunque no existen reglas y patrones claramente establecidos, ya que los estudios realizados se llevan a cabo bajo condiciones muy concretas. Sin embargo, no hay duda que, empleando el método adecuado, una mejora en términos de vida se puede conseguir mediante la aplicación de los distintos paliativos estudiados a lo largo de la historia de este fenómeno. De forma general los paliativos encontrados en la literatura se pueden dividir en dos grandes grupos. Por un lado, aquellos que por medio de modificaciones en la geometría consiguen aliviar los efectos del fretting y, por otra parte, los que modifican las propiedades del par de contacto, ya sea de una forma mecánica, química o tribológica.

1.2.2.1 Modificación geometría.

Las modificaciones en el diseño geométrico están asociadas a una mejora en las condiciones de contacto buscando la disminución de los niveles de tensiones/deformaciones en las zonas críticas. Para estudiar la influencia de los distintos paliativos geométricos es común buscar la geometría adecuada por medio del análisis de un parámetro multiaxial [66-67].

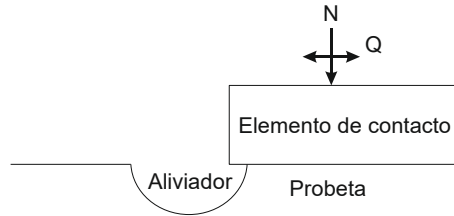


Figura 1-14. Aliviador de tensiones de contacto mediante ranura.

Un ejemplo común es introducir una ranura en la cercanía del borde de un par de contacto como se muestra en la *Figura 1-14*. Esa ranura produce una disminución de las tensiones en el punto más desfavorable del contacto disminuyendo por tanto la influencia del fretting [68-69]. En algunos estudios también se aplica un moleteado a las superficies de contacto, de forma que se modifica la textura de la misma de forma beneficiosa [66,69].

El empleo de ranuras es ampliamente utilizado también en uniones mecánicas del tipo eje-cubo con ajustes a presión. En este tipo de uniones es común el empleo de ranuras o rebajes en el borde de contacto entre el eje y el cubo [67]. Siguiendo la misma filosofía también es común realizar una ranura toroidal en la parte del cubo [70]. De esta forma se busca disminuir los picos de presión que se producen en el borde de la zona de contacto, disminuyendo la rigidez del sistema en esa zona específica.

1.2.2.2 Propiedades del par de contacto.

Aunque algunos paliativos se han centrado en la modificación de la geometría, la gran mayoría de ellos buscan de una forma u otra modificar las condiciones de las superficies en contacto.

El más comúnmente empleado es el uso de lubricantes. El objetivo de su uso es disminuir el coeficiente de rozamiento entre los sólidos en contacto. Lo que

conlleve una disminución de las cargas tangenciales transmitidas. Existe una gran variedad de lubricantes que de forma general se pueden dividir en grasas de tipo sólido y grasas de tipo líquido (aceites). En general el uso de lubricantes líquidos y de baja viscosidad es el recomendado debido a su facilidad para penetrar entre las superficies [71-72].

Siguiendo la misma filosofía también se emplean distintos tipos de recubrimientos como paliativo, siendo aconsejables para condiciones de deslizamiento parcial. La diferencia entre lubricantes y recubrimientos estriba en que los últimos se encuentran adheridos o forman parte de las superficies. Se ha estudiado la influencia de distintos tipos de recubrimientos tales como Bisulfuro de Molibdeno [73-74] y Fluoruro de carbono [75]. Mostrando estos últimos buenos resultados en condiciones de desgaste por fretting. Sin embargo, ese mismo fenómeno de desgaste actúa sobre el recubrimiento haciendo que desaparezca tras un determinado número de ciclos, aumentando así repentinamente el coeficiente de rozamiento y por lo tanto las tensiones tangenciales.

1.2.2.3 Tensiones residuales.

Uno de los métodos paliativos más efectivos y estudiados es el del granallado o shot-peening. Este método consiste en bombardear con pequeñas bolas de acero, vidrio o cerámica, las superficies en contacto generalmente de un material metálico [76]. El impacto de cada una de estas bolas produce una deformación plástica tanto en la superficie como en el interior del sólido. El material comprimido bajo la superficie trata de recobrar su forma original dando lugar a un campo de tensiones de compresión en las zonas cercanas a la superficie. Generalmente se entiende que estas tensiones de compresión son beneficiosas en el ámbito de la fatiga, puesto que además de aumentar la dureza del material en la superficie, retrasa la posible iniciación de grietas. Los buenos resultados de la aplicación de este proceso dependen de la amplia variedad de parámetros involucrados en el proceso, desde el tipo de material a granallar hasta el material y diámetro de las bolas, pasando por la velocidad de bombardeo.

Otro efecto beneficioso del granallado radica en la modificación de la geometría de la superficie. Debido al bombardeo la superficie es modificada también geométricamente. El efecto producido es similar al alivio de tensiones provocado por una ranura como la que se comentó en el apartado anterior, llegando incluso a hacer desaparecer la fase de iniciación [77].

Un método similar es el láser-peening. Aunque el objetivo es el mismo, el procedimiento es distinto. En este caso el proceso se realiza con un líquido confinante y un láser. Los beneficios superficiales obtenidos por la geometría de las bolas impactando en el caso del shot-peening no se encuentran aquí, ya que el acabado superficial es diferente. Sin embargo, con este método se consigue que las tensiones residuales avancen mucho más allá que en el caso del shot-peening [78,79].

Similar a los procesos de shot y laser peening existen métodos como el water jet peening, en el cual se consiguen tensiones residuales gracias a la aplicación de un chorro de agua a alta presión, este método igual que el laser peening, no altera la rugosidad superficial. Otro tratamiento utilizado es el deep-rolling [80]. En este tratamiento el material es sometido a una deformación en frío al hacerlo pasar por unos cilindros, el principal inconveniente de esta técnica es que no todos los componentes tienen la forma idónea para ser tratados

Por último, también se aplican tratamientos termoquímicos, generalmente sobre superficies de acero, ya que se ha comprobado que es en este tipo de material en el que mejores ventajas se obtienen. Los más típicos son el nitrurado y el cementado. La ventaja principal es que además de endurecer la superficie, debido a la difusión de los elementos, también se crean tensiones residuales de compresión.

1.3 Tensiones equivalentes en fatiga.

El fenómeno de la fatiga es conocido desde hace cientos de años. Sin embargo, no se conocen estudios hasta mediados del siglo XIX cuando el ingeniero de minas W. Albert sometió cadenas elevadoras de material a sucesivas cargas y descargas. Con la llegada de la Segunda Revolución Industrial y el ferrocarril la fatiga comienza a ser un problema real. August Wohler abordó este problema realizando numerosos ensayos para determinar las causas del fallo de los ejes de los ferrocarriles. Llegando a las primeras conclusiones de la fatiga. La primera de ellas establece que la resistencia a fatiga de un componente depende del número de ciclos de carga y del rango de esas cargas, más que de la tensión máxima alcanzada. Además, observa que los aceros y aleaciones férricas presentaban una tensión por debajo de la cual no se producía el fallo, el conocido actualmente como límite de fatiga. Como consecuencia de estos trabajos comienzan a aparecer conceptos como la curva tensión vs. número de ciclos (S-N) y se pone de manifiesto la influencia de los concentradores de tensión tales como agujeros, cambios bruscos de sección o aristas

vivas entre muchos otros ejemplos.

Posteriormente investigadores como Gerber [81], Goodman [82] y Walker [83], han profundizado en la fatiga añadiendo cargas estáticas superpuestas a las cargas cíclicas. De sus trabajos nacen métodos de cálculo que son ampliamente utilizados y con una precisión más que aceptable. Como la obtención de las curvas experimentales es muy costosa, no es rentable obtener una curva para cada posible tensión media. Sin embargo, en la realidad casi la totalidad de componentes que trabajan bajo cargas cíclicas, están sometidos a tensiones medias, es por ello que los citados autores han creado diferentes métodos para traducir el estado tensional real de un componente a un estado de tensión alterna pura. De este modo es posible emplear una curva S-N experimental ante cualquier estado de cargas cíclicas y predecir la vida de dicho componente.

Además de la tensión media y de los típicos concentradores de tensiones, comentados en párrafos anteriores, existen múltiples factores que afectan a la vida final de los componentes tales como: el tipo de acabado superficial, el tamaño del componente, la temperatura y el tipo de carga entre otros. Por tanto, como ya ocurría para el caso de una tensión media distinta de cero, se han realizado infinidad de estudios para que, utilizando como base una curva experimental del tipo S-N o ε -N según las Ecuaciones (1-21) y (1-22), sea posible modificar dichas curvas mediante coeficientes que representan la influencia de diversos factores.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f (2N)^b \quad (1-21)$$

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b + \varepsilon'_f (2N)^c \quad (1-22)$$

Existen diversidad de factores tabulados para modificar la curva de predicción de vida. El más común de los factores es el concentrador efectivo de tensiones, k_f . Este factor se obtiene mediante la combinación del concentrador elástico de tensiones, k_t , que dependerá exclusivamente de la geometría del concentrador y de un parámetro, q , denominado como factor de sensibilidad a la entalla, que dependerá tanto del material como de la geometría. Estos factores de algún modo tienen en cuenta la relación que hay entre la micro-estructura y los elevados gradientes producidos por los concentradores de tensiones.

Por otro lado, existen factores que modifican la curva de predicción de vida

teniendo en cuenta el efecto del tamaño del componente, el acabado superficial, la temperatura, el coeficiente de confiabilidad y por último de la influencia del tipo de carga.

Hasta el momento solo se han tenido en cuenta curvas y factores obtenidos mediante ensayos uniaxiales, sin embargo, la realidad tiene carácter multiaxial. Si el fallo de nuestro componente en estudio está gobernado por las tensiones y deformaciones producidas en una dirección en particular estos métodos funcionan con unos resultados precisos teniendo en cuenta la infinidad de variables que afectan al fenómeno de la fatiga. Sin embargo, y de forma general, los componentes están sometidos a estados de carga multiaxial, por lo que además de curvas del tipo S-N aparecen criterios multiaxiales que tienen en cuenta el estado completo de tensiones y deformaciones producido en el componente en lugar de los valores en una única dirección, agrupando toda la información en un parámetro comúnmente denominado, parámetro de daño o de fatiga multiaxial.

1.3.1 Criterios multiaxiales.

En el caso concreto del fenómeno del fretting, el estado de tensiones existente en las zonas en contacto es de carácter multiaxial, esto hace que sea necesario trabajar con criterios de este tipo.

Entre los criterios multiaxiales existentes se describen dos que representan las distintas posibilidades en cuanto a modo de carga de grietas en modo I y modo II, y que además son ampliamente utilizados en fretting.

1.3.1.1 Smith-Watson-Topper.

Este criterio definido por Smith y colaboradores y conocido por la unión de las iniciales de sus creadores que fueron Smith, Watson y Topper (SWT) [84], se aplica comúnmente a aquellos casos en los que la fase de iniciación de grieta está controlada por la tensión de apertura o normal a la grieta. Es decir, la iniciación de las grietas es producido por una tensión normal (*Figura 1-15*). Este parámetro se centra en la búsqueda de un plano crítico, es decir, el valor del parámetro está asociado a la orientación del plano material en el cual se obtiene el estado de tensiones y deformaciones mas desfavorable. La orientación del plano crítico viene dada por aquella que produce el mayor rango de las deformaciones principales,

$\Delta \varepsilon_I$. El valor del parámetro está definido de acuerdo a la Ecuación (1-23).

$$SWT = \sigma_{max} \frac{\Delta \varepsilon_I}{2} \quad (1-23)$$

Donde σ_{max} viene dada por el máximo valor, a lo largo de un ciclo de carga, de la tensión normal al plano crítico.

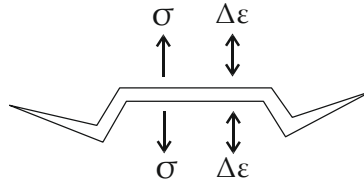


Figura 1-15. Grieta iniciando según SWT.

En los casos en los que los ciclos de carga son no proporcionales, la aplicación de este parámetro mediante la expresión anterior es compleja debido al giro de las direcciones principales. Es por ello que en dichos casos el parámetro de SWT se definirá como el valor máximo del parámetro, entre todas las orientaciones posibles, del producto de la amplitud de la deformación por la tensión normal máxima, de acuerdo con la Ecuación (1-24).

$$SWT = \left(\sigma_n \frac{\Delta \varepsilon}{2} \right)_{max}. \quad (1-24)$$

La relación entre este parámetro y la curva ε -N obtenida de un ensayo uniaxial se muestra según Ecuación (1-25).

$$SWT = \frac{\sigma'_f{}^2}{E} (2N)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N)^{b+c} \quad (1-25)$$

En el caso de un comportamiento elástico se puede prescindir del segundo sumando de la expresión anterior.

1.3.1.2 Fatemi-Socie.

El parámetro de Fatemi y Socie (FS) igual que el de SWT está asociado a un plano crítico donde se alcanza el valor máximo de un parámetro de daño [85]. Este criterio se emplea para casos en los que la grieta se inicia en modo II, es decir,

debido a las tensiones/deformaciones tangenciales. Del mismo modo que SWT, este parámetro utiliza también el rango de deformaciones, pero en este caso tangenciales en lugar de normales (Figura 1-16). Además, incorpora un término para tener en cuenta la apertura de grieta, considerando de este modo también el efecto producido por la tensión normal. El parámetro tiene la siguiente expresión.

$$FS = \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{max}}{\sigma_y} \right) \quad (1-26)$$

Donde $\Delta\gamma_{max}$ es el incremento de deformaciones tangenciales máximo, k es una constante para ajustar los datos obtenidos de fatiga uniaxial y de torsión, σ_{max} es la tensión normal máxima perpendicular al plano donde se produce el valor máximo de $\Delta\gamma$, y σ_y es el límite elástico.

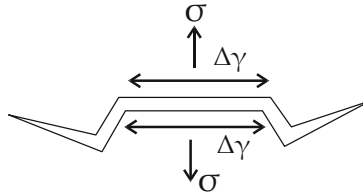


Figura 1-16. Grieta iniciando según FS.

Al igual que en el caso anterior este criterio se puede relacionar con la curva ε -N de un ensayo a fatiga uniaxial por medio de la Ecuación (1-2).

$$FS = (1 + \nu) \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^{2b} + (1 + \nu) \frac{k \sigma'^2_f}{2 E \sigma_y} (2N)^{2b} + (1 + \nu_p) \varepsilon'_f (2N)^c + (1 + \nu_p) \frac{k \varepsilon'_f \sigma'_f}{2 \sigma_y} (2N)^{b+c} \quad (1-27)$$

Donde ν_p es el coeficiente de Poisson plástico, suponiendo la incompresibilidad de las deformaciones plásticas se tendría $\nu_p = 0.5$.

Si se supone un comportamiento elástico se puede simplificar la Ecuación (1-27) por la Ecuación (1-28).

$$FS = (1 + \nu) \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^{2b} + (1 + \nu) \frac{k \sigma'^2_f}{2 E \sigma_y} (2N)^{2b} \quad (1-28)$$

1.3.2 Otros criterios.

Los parámetros que se comentan en este apartado son aplicables a casos uniaxiales. Para aplicar estos métodos es necesario conocer la curva S-N del material ante cargas medias nulas, es decir con $R = \sigma_{min}/\sigma_{max} = -1$. Estos métodos se basan en la utilización de una tensión alterna y media para el cálculo de una tensión alterna equivalente tal, que reemplace a la tensión alterna en la ecuación que ajusta la curva S-N.

1.3.2.1 Relaciones de Goodman y Gerber.

Los métodos para el cálculo de esta tensión equivalente más empleados tradicionalmente son los métodos de Goodman (Ecuación (1-29)) y Gerber (Ecuación (1-30)).

Ambos métodos dependen tanto de las tensiones media y alterna, como de la tensión última del material. En el caso del método de Goodman se considera una relación lineal entre la tensión media y alterna.

$$\sigma_{Goodman} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{uts}}} \quad (1-29)$$

Por otro lado, en el caso del parámetro de Gerber se considera que dicha relación es parabólica. Ambas expresiones cumplen que, para el caso de una tensión media igual a cero, la tensión equivalente es igual a la alterna. Además, para el caso en el que la tensión media sea igual a la tensión última del material se obtiene una tensión alterna nula, lo que se traduce en una vida de un solo ciclo.

$$\sigma_{Gerber} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{uts}}\right)^2} \quad (1-30)$$

1.3.2.2 Relación de Walker.

Cuando se aplican las relaciones de Goodman o Gerber para hacer predicciones de vida, el valor de la tensión equivalente se emplea para obtener la vida de una expresión ajustada anteriormente con una tensión media igual a cero.

Sin embargo, la relación de Walker que se muestra en la ecuación (1-31) ofrece la

oportunidad de ajustar una curva de fatiga para distintas tensiones medias al mismo tiempo. Es decir, con este método es posible obtener una curva de fatiga en función de R , de esta forma no es necesario convertir las tensiones reales por medio de un diagrama de isovida o diagrama de Haig. Por tanto, con este procedimiento no es necesario conocer una curva experimental a un nivel cero de tensión media. Los propios resultados experimentales a distintas tensiones medias permiten ajustar una curva para predecir la vida de otras combinaciones de tensión media y alterna de acuerdo a la Ecuación (1-31), donde γ se obtiene del proceso de ajuste de los datos experimentales.

$$\sigma_{Walker} = \sigma_{max} \left(\frac{1-R}{2} \right)^\gamma \quad (1-31)$$

El proceso para obtener los parámetros del ajuste se explica a continuación. Se considera que la curva de predicción se ajusta a una expresión del tipo mostrado en la Ecuación (1-32).

$$\sigma_{Walker} = AN^b \quad (1-32)$$

Igualando ambas ecuaciones, despejando el número de ciclos y aplicando logaritmos se llega a la siguiente expresión.

$$\log N = \frac{1}{b} \log \sigma_{max} + \frac{\gamma}{b} \log \left(\frac{1-R}{2} \right) - \frac{1}{b} \log A \quad (1-33)$$

Realizando una regresión lineal múltiple, con datos experimentales a distinto nivel de R , de la forma,

$$y = m_1 x_1 + m_2 x_2 + d \quad (1-34)$$

donde,

$$y = \log N \quad (1-35)$$

$$x_1 = \log \sigma_{max} \quad (1-36)$$

$$x_2 = \log\left(\frac{1-R}{2}\right) \quad (1-37)$$

se obtienen los parámetros que se buscaban, γ , A y b de las siguientes relaciones.

$$b = \frac{1}{m_1} \quad (1-38)$$

$$\gamma = \frac{m_2}{m_1} \quad (1-39)$$

$$A = 10^{-bd} \quad (1-40)$$

1.4 Contenido de la tesis.

El principal objetivo del presente documento es el estudio del comportamiento a fatiga de un cordón de acero inoxidable sometido a cargas variables tanto axiales como de flexión. Para ello se ha elegido un cordón de acero inoxidable de siete hilos. Por un lado, el número de hilos es el menor posible de los comúnmente empleados, por lo que es adecuado para un primer acercamiento al estudio del fretting en cables ya que la interacción entre hilos se reduce a 12 pares de contacto. Esos doce pares de contacto además son del mismo tipo, de tipo continuo y helicoidal. Por lo que será posible centrar los esfuerzos en un tipo específico para posteriormente continuar con configuraciones más complejas en las que se incluyan contactos de tipo cruzado o *trellis*.

Además, como ya se ha comentado, el fallo a fatiga de cables y cordones puede deberse tanto a la interacción hilo-hilo como a la interacción cordón-sujeción. Por ello una parte del trabajo se centrarán en evitar el fallo del cordón en el sistema de anclaje para poder analizar la interacción hilo-hilo de forma específica. Para ello es necesario evitar datos erróneos debidos a fallos en las cogidas. En base a esto el trabajo se divide en dos partes claramente diferenciables y con resultados independientes.

Por un lado, se analizará un sistema de sujeción para evitar en la medida de lo posible el fallo del cordón por el sistema de sujeción. Asociada a dicho análisis surge la idea del desarrollo de un nuevo método paliativo en fretting basado en los

avances en el ámbito de la fabricación aditiva. La idea básica del paliativo es el uso de huecos como aliviadores de tensiones.

Por otro lado, una vez elegido el sistema de sujeción en base a los requerimientos de espacio y disponibilidad, se realizó el diseño de una máquina de ensayos específica para el ensayo de cables, sometidos estos a estados de tracción y flexión variable. El diseño de este dispositivo está condicionado por las restricciones de disponibilidad y espacio. El objetivo de esta máquina es ser tan versátil como sea posible. Inicialmente se ha ensayado la geometría de un cordón simple. Sin embargo, se pretende que esta máquina, después de este trabajo continúe realizando ensayos con distintas configuraciones de cables de acero.

Una vez diseñada y fabricada, se realizaron diversas baterías de ensayos con el objetivo de cubrir todo el rango de vida, desde miles de ciclos hasta millones, aplicando diversas combinaciones de cargas axiales y de flexión.

Posteriormente todas y cada una de las probetas fueron inspeccionadas visualmente en primera instancia. Para después analizar las superficies de contacto y fractura en un microscopio electrónico de barrido (SEM), para obtener información de los posibles puntos de iniciación de grietas, composición y desgaste de las superficies en contacto.

En paralelo a este proceso se trabajó en un modelo de elementos finitos. Se pretendió que este modelo reprodujese lo más fielmente posible, las condiciones de los ensayos anteriores. Para ello se realizó un modelo con la longitud completa del cordón y teniendo en cuenta especialmente las condiciones del contacto. El modelo se validó con resultados experimentales y analíticos.

Con los resultados numéricos se aplicaron modelos de fatiga para, combinando los resultados experimentales y numéricos, establecer métodos claros y sencillos para la predicción de vida en cordones de acero de 7 hilos sometidos a cargas axiales y de flexión variables.

2. ELEMENTOS DE SUJECIÓN Y PALIATIVO EN FRETTING

“Lo más incomprensible acerca de este mundo es que es comprensible”

- Albert Einstein -

En este capítulo en primer lugar se muestra un análisis numérico simplificado que intenta reproducir el típico fallo observado en los elementos de sujeción de cables. Además de comentar las bondades del sistema de fijación empleado finalmente.

En base al análisis numérico del sistema de fijación surge la idea de un nuevo paliativo aplicable a fretting. Dicha idea es desarrollada en el Anexo A y resumida en el presente capítulo. El estudio del paliativo propuesto se realiza en un par de contacto cilindro-plano. Es por ello que, a modo de información adicional y para una mejor comprensión del documento, se adjunta una descripción analítica para la obtención de las tensiones superficiales en un par de contacto del tipo cilindro-plano.

2.1. Análisis sujeción cordones.

Este apartado comienza con un análisis numérico preliminar de un sistema de sujeción potencial, que posteriormente dará como resultado un paliativo en fretting y seguidamente el sistema comercial finalmente empleado.

2.1.1. Análisis numérico preliminar.

Como se ha comentado en la introducción, el fallo de cables está íntimamente relacionado con el fenómeno del fretting. Dicho fenómeno se observa comúnmente en las cercanías del sistema de sujeción empleado. Por ello, y con el objetivo de encontrar un sistema de sujeción que evite dicho fenómeno en la medida de lo posible, se ha estudiado la causa que produce dicho fallo.

Para ello se ha realizado un modelo numérico tridimensional simplificado, en el que se representa una porción de cable, aproximado como un cilindro. En uno de sus extremos, por medio de una corona circular, se aplica un ajuste a presión que modela el sistema de sujeción por interferencia. En el límite de contacto entre la corona y el cilindro se considera un redondeo del borde de 0.2 milímetros, para evitar la introducción de singularidades. Las propiedades del material consideradas son las comúnmente utilizadas para los aceros y el comportamiento del material es lineal. Se han considerado dos planos de simetría para disminuir el número de grados de libertad, como se indica en la *Figura 2-1*.

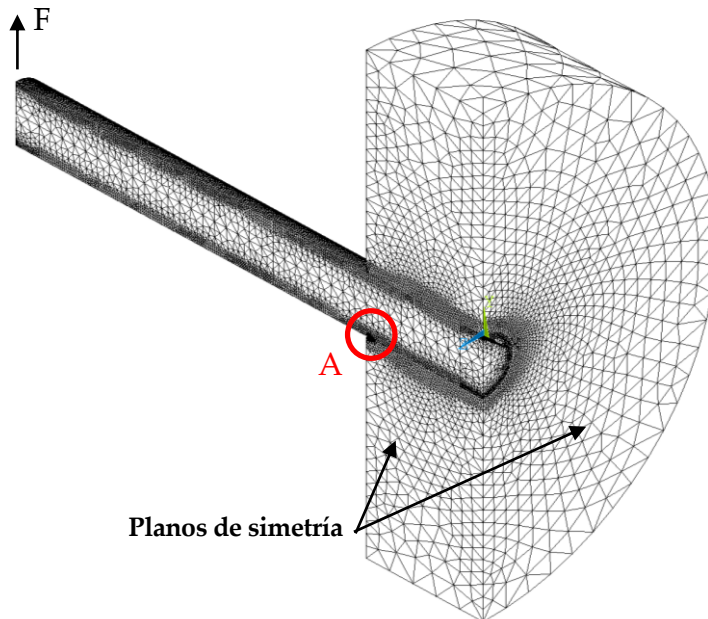


Figura 2-1. Discretización modelo simplificado sujeción cables.

Además de la interferencia se aplica una flexión al cable, mediante una fuerza F en el extremo del mismo y se restringe el desplazamiento vertical de la corona para evitar movimientos de sólido rígido. El modelo numérico empleado se muestra en la *Figura 2-1*, donde el diámetro del cable es de 5 milímetros y el diámetro exterior de la corona es de 40 milímetros. El ancho de la corona es de 10 milímetros y la longitud del cable 40 milímetros. Se ha aplicado una interferencia del tipo H7/u6, lo que se traduce en una interferencia de 21 micras que da lugar a una presión de unos 434 MPa.

En el modelo se han definido dos pasos de carga, el primero de ellos aplica únicamente la interferencia considerada y el segundo aplica una fuerza vertical en el extremo del cable. Dicha fuerza se ha calculado de forma que produzca una tensión axial en el borde de contacto de 200 MPa, considerando el cable en voladizo.

Tras reproducir un ciclo de carga, el parámetro de SWT de acuerdo a la ecuación (1-24) se obtiene para el plano de simetría del cable a lo largo del ciclo de carga. Mediante las simulaciones se observa que el máximo valor se encuentra en el límite inferior del borde de contacto en el lado del cable (*Zona A* de la *Figura 2-1*).

Este tipo de ensamblaje y condiciones de contorno son similares a las utilizadas en los sistemas eje-cubo. En dichos sistemas es común realizar ranuras en la corona exterior para evitar en la medida de lo posible el fenómeno del fretting en el borde del contacto [70]. La influencia de esta técnica también se ha analizado, realizando una ranura toroidal en el aro exterior (*Figura 2-2*). Ante el mismo estado de carga, el parámetro de SWT obtenido es del orden de 6 veces inferior respecto del caso sin ranura. Esta disminución en el parámetro es debida a la disminución de la presión en el límite de la zona de contacto, lo que se traduce en un efecto paliativo del fretting en dicha zona.

A raíz de los resultados de esta primera aproximación simplificada, surge la idea de realizar un estudio genérico en un par de contacto cilindro-plano, en el que de alguna forma se consiga disminuir los valores de la presión de contacto y así aumentar la vida del componente. Los resultados obtenidos se comentan resumidamente en el apartado 2.3 y en detalle en el Anexo A. En base a los resultados observados se decidió abrir una nueva línea de investigación desvinculada del análisis de la rotura en cables, puesto que se encontró un método

de anclaje comercial suficiente para los objetivos del análisis de fallo en cables, dicho sistema se cometra en la siguiente sección.

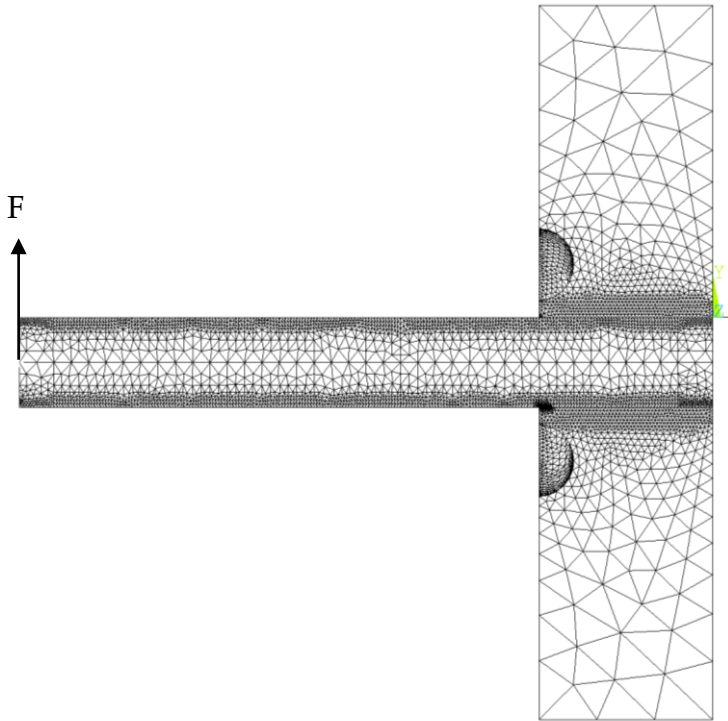


Figura 2-2. Modelo simplificado sistema de sujeción con ranura toroidal.

2.1.2. Elemento sujeción empleado

En una tesis reciente realizada por Llavori y colaboradores se diseña un sistema de fretting para estudiar el comportamiento de hilos trefilados de pequeño diámetro ante condiciones de fretting [48]. En dicho trabajo un hilo era sometido a tracción cíclica y un par de indentadores aplicaban una fuerza de contacto. Dichos indentadores estaban rodeados con un hilo del mismo tipo que el sometido a tracción, produciendo así fretting entre hilos con el mismo material y geometría, estudiando distintos ángulos de interacción. Dicho trabajo utilizaba un portaherramientas comúnmente utilizado para máquinas de control numérico, con

el que evitaban el fallo de los hilos por el sistema de sujeción.

En base a dicho trabajo, se analiza el comportamiento de un portaherramientas similar, pero adaptado a las necesidades del presente trabajo. Para ello, se adquiere un portaherramientas del tipo REGO-FIX Cyl 20x050/ER32. Dicho elemento se muestra en la *Figura 2-3* junto con la pinza cónica encargada de ejercer presión al cable.

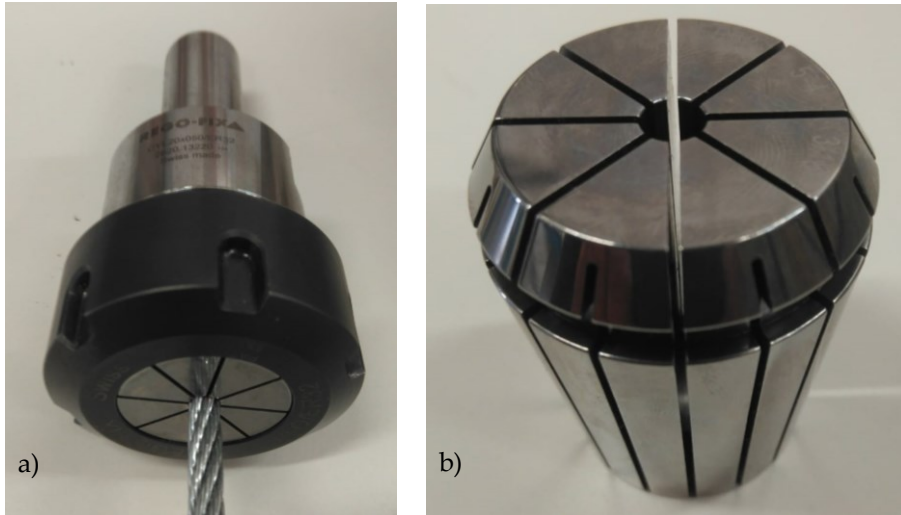


Figura 2-3. a) Portaherramientas, b) Pinza cónica.

Para validar el correcto funcionamiento del portaherramientas se realizaron diversos ensayos a tracción cíclica con 3 configuraciones de cables distintas. En concreto dos cordones de 7 hilos, uno de acero inoxidable y otro galvanizado y un cable de acero galvanizado con una configuración 7x7. Todos ellos con un diámetro exterior de 5 milímetros.

Los resultados obtenidos para el cordón de acero inoxidable mostraron que fuerzas con un rango máximo de 8kN con $R = 0$ podían aplicarse al cordón sin producirse deslizamiento global. En el caso del cordón de acero galvanizado el valor máximo del rango es de 5kN, si se aplican fuerzas mayores el cordón comienza a deslizar totalmente de la pinza. Por último, un rango máximo de 6kN puede aplicarse al cable de acero galvanizado. Estos valores se muestran en la *Figura 9* del Anexo B en detalle.

En base a estos resultados, se decide ensayar el cordón de acero inoxidable para poder aplicar un mayor rango de cargas. El valor máximo alcanzable con el cordón de acero inoxidable es finalmente suficiente para cubrir todo el rango de vida del mismo como se puede apreciar en los resultados de los ensayos mostrados en la Tabla 1 del Anexo B.

2.2. Tensiones par de contacto cilíndrico.

El par de contacto estudiado en el Anexo A y resumido en la sección 2.3 es el par cilindro-plano sometido a la acción del fretting sin tensión remota aplicada. Dicho par está definido por un indentador cilíndrico de radio R y un semiplano infinito. El contacto entre ambos cuerpos es una banda de semi-ancho a , como se muestra en la Figura 2-4. En dicho contacto se consideran las fuerzas normal, N , y tangencial, Q , ambas fuerzas definidas por unidad de longitud [86].

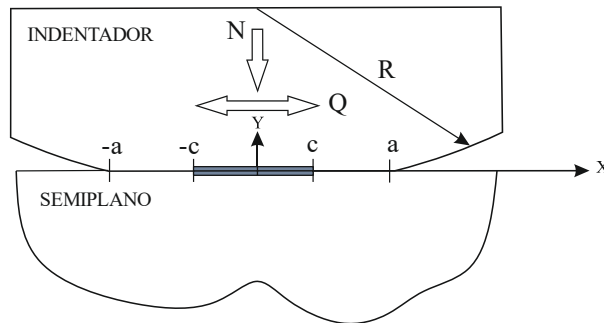


Figura 2-4. Par de contacto cilindro-plano.

En esta configuración el semi-ancho de la zona de contacto, a , se puede definir mediante la Ecuación (2-1) considerando que ambos cuerpos son del mismo material. Todas las ecuaciones mostradas en esta sección han sido obtenidas de la referencia [87].

$$a^2 = \frac{8RN(1 - \nu^2)}{\pi E} \quad (2-1)$$

Siendo E el modulo de Young y ν el coeficiente de Poisson.

La relación entre la zona de deslizamiento y la zona de adhesión definida por c , viene dada por la Ecuación (2-2)

$$\frac{c}{a} = \sqrt{1 - \left| \frac{Q}{\mu N} \right|} \quad (2-2)$$

La distribución de presiones a lo largo de la zona de contacto, $2a$, se describe mediante la Ecuación (2-3)

$$\sigma_y(x, 0) = -p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad -a \leq x \leq a \quad (2-3)$$

Donde p_0 es el valor de la presión máxima de contacto definida por,

$$p_0 = \frac{2N}{\pi a} \quad (2-4)$$

Por lo que la presión es máxima en el punto central del contacto y decrece hasta cero en los bordes del mismo. Si además de la carga normal se añade una carga tangencial Q , la distribución de tensiones tangenciales en la superficie viene definida por la Ecuación (2-5) para un caso de deslizamiento global.

$$\sigma_{xy}(x, 0) = -\mu \sigma_y(x, 0) \quad -a < x < a \quad (2-5)$$

La expresión de la tensión axial en la superficie de contacto vendrá dada por la suma de las tensiones axiales producidas por la carga normal y tangencial

$$\sigma_x(x, 0) = \sigma_x^n(x, 0) + \sigma_x^t(x, 0) \quad (2-6)$$

Donde el primer sumando se define como,

$$\sigma_x^n(x, 0) = \sigma_y^n(x, 0) \quad -a < x < a \quad (2-7)$$

Y el segundo sumando se define mediante la siguiente función por partes,

$$\sigma_x^t(x, 0) = \frac{2x}{a} p_0 \mu \quad -a < x < a$$

$$\sigma_x^t(x, 0) = -p_0 \mu \left(-\frac{2x}{a} \pm \frac{2}{a} \sqrt{x^2 - a^2} \right) \quad x > |a| \quad (2-8)$$

Las expresiones anteriores se muestran gráficamente en la Figura 2-5.

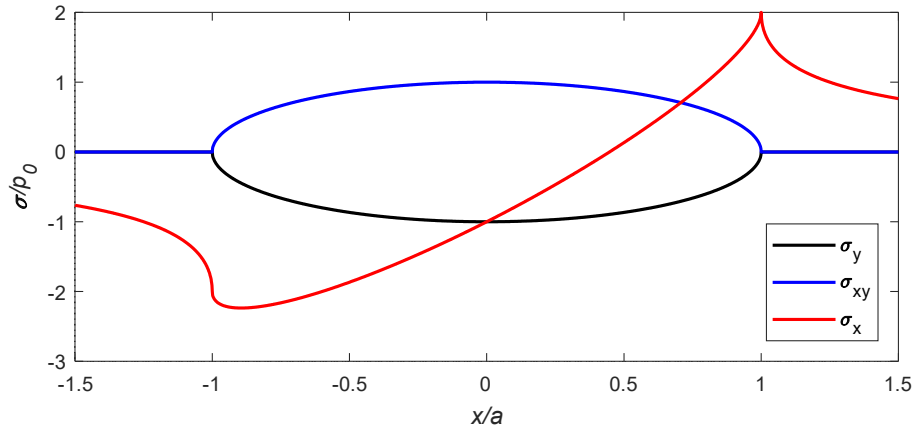


Figura 2-5. Distribución de tensiones en la superficie de contacto. Deslizamiento global.

Las ecuaciones anteriores definen el estado tensional en la superficie del par de contacto, para un caso de deslizamiento global, en el que la carga Q está aplicada hacia la izquierda. En el caso de que exista deslizamiento parcial ($Q/\mu N < 1$), además de una zona de contacto definida por el parámetro a , aparece una zona de adhesión contenida dentro de la zona de contacto, definida por el parámetro c , que puede extraerse de la ecuación (2-2). En este caso la distribución de tensiones normales, σ_y es la misma que la definida por la Ecuación (2-3). Sin embargo, la distribución de tensiones tangenciales, debidas a la carga Q , viene definida por la suma de dos componentes, la tensión tangencial debida al deslizamiento global si la hubiera, más la tensión tangencial correctora en la zona de adhesión.

$$\sigma_{xy}(x, 0) = -\mu \sigma_y(x, 0) \quad c \leq |x| \leq a \quad (2-9)$$

$$\sigma_{xy}(x, 0) = -\mu\sigma_y(x, 0) + \sigma_{xy}^t(x, 0) \quad -c \leq x \leq c \quad (2-10)$$

Donde el segundo sumando de la Ecuación (2-10) queda definido en la ecuación (2-11).

$$\sigma_{xy}^t(x, 0) = -\frac{\mu c}{a} p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad -c \leq x \leq c \quad (2-11)$$

Por último, la tensión axial o directa en el caso de deslizamiento parcial queda definido por la suma de las tensiones producidas por la presión, el deslizamiento total y el parcial.

$$\sigma_x(x, 0) = \sigma_x^n(x, 0) + \sigma_x^t(x, 0) + \sigma_x^p(x, 0) \quad (2-12)$$

Los dos primeros sumandos quedan definidos según la ecuación (2-6) puesto que son las componentes debidas al deslizamiento global. El último de los sumandos se define en la ecuación por partes (2-13), siendo la tensión axial debida al deslizamiento parcial. Cada uno de estos miembros y el total de la tensión axial se representan en la *Figura 2-6*. Donde se puede observar como el máximo valor de las tensiones axiales se encuentra justo en el borde derecho de la zona de contacto ($x/a = 1$).

$$\begin{aligned} \sigma_x^p(x, 0) &= -\frac{2x}{a} p_0 \mu \quad -c < x < c \\ \sigma_x^p(x, 0) &= p_0 \mu \frac{c}{a} \left(-\frac{2x}{c} \pm \frac{2}{c} \sqrt{x^2 - c^2} \right) \quad x > |c| \end{aligned} \quad (2-13)$$

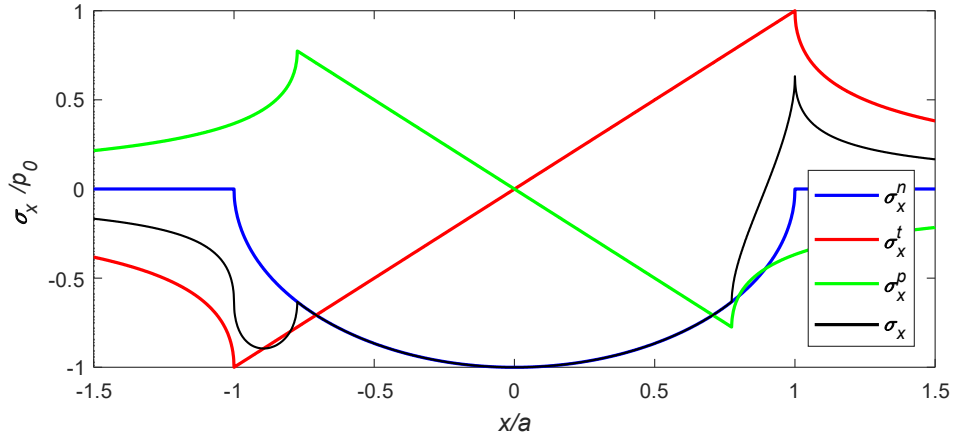


Figura 2-6. Distribución de tensiones axiales en la superficie por partes.

Quedando finalmente la distribución de tensiones en la superficie de contacto de un par cilindro-plano, como se muestra en la Figura 2-7.

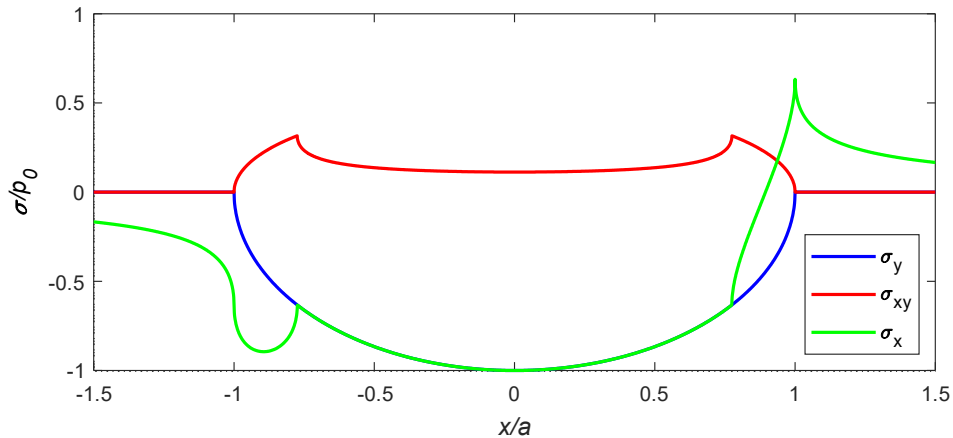


Figura 2-7. Distribución de tensiones totales en la superficie.

2.3. Paliativo en fretting (Anexo A)

Después del análisis de un sistema de sujeción para evitar el fallo por fretting en los extremos del cordón, surge la idea de un nuevo paliativo aplicable en una situación de fatiga por fretting. Es decir, ante la existencia de un par de contacto sometido a

una presión normal y una carga tangencial oscilatoria.

La propuesta de este trabajo se puede enmarcar dentro de los paliativos que buscan modificar la geometría del par de contacto de una forma beneficiosa. La idea básica consiste en introducir un hueco circular en las cercanías del borde de la zona de contacto para mejorar la vida a fatiga por fretting del componente.

Esta idea está ligada a los continuos avances en la investigación en el campo de la fabricación aditiva. Dicho método de fabricación permite la fabricación de componentes con formas imposibles de realizar hasta el momento. En muchos casos el comportamiento del material obtenido mediante fabricación aditiva difiere del material en su forma original, debido al propio proceso de fabricación capa a capa que provoca además de una anisotropía al material, la aparición de numerosos poros que pueden actuar como concentradores de tensiones [86-88].

Sin embargo, este es un campo en continuo desarrollo y es interesante comenzar a estudiar los beneficios que en un futuro podría aportar. En este trabajo, el estudio se realiza en un plano bidimensional por lo que no sería necesario el uso de dicha tecnología, es en problemas tridimensionales reales donde la fabricación aditiva sería necesaria para permitir huecos internos, de un tamaño predefinido, en el interior del material. Como por ejemplo la introducción de un hueco toroidal en un ensamblaje del tipo eje-cubo parecido al comentado en el apartado anterior.

El caso estudiado es similar a un ensayo común de fretting del tipo cilindro-plano. En el cuerpo cilíndrico primero se aplica una carga normal, que es constante en el tiempo, y posteriormente se aplica una carga tangencial que varía de forma cíclica y con amplitud constante. Según la experiencia y los datos de la literatura, ante esta situación las grietas comienzan a aparecer justo en el borde de la zona de contacto [91]. Basados en estos resultados surge la idea de introducir uno o más huecos en las cercanías del borde de la zona de contacto y de esta forma modificar beneficiosamente los campos de tensiones y deformaciones producidos.

Para estudiar esta idea se siguen diferentes estrategias que se modifican en función de los resultados que se van obteniendo. El par de contacto simulado considera un comportamiento elástico lineal, siendo las constantes del material las correspondientes a un acero típico. En primer lugar, como primer acercamiento, se estudia la influencia de un único hueco en el lado derecho del par de contacto como se muestra en la *Figura 2-8*. La posición de dicho hueco estará definida por el radio del mismo, r , el ligamento vertical remanente, l , y la posición horizontal del hueco,

b. El parámetro *a*, indica el semi-ancho teórico (hertziano) de la zona de contacto, el parámetro *c* el semi-ancho teórico de la zona de adhesión y *R* es el radio del indentador o punzón que en este caso es de 10 mm. En un primer momento se fija la posición horizontal del hueco, considerando el agujero centrado con el borde de la zona de contacto teórica ($b = a$), para posteriormente en función de los resultados analizar la influencia del parámetro *b*. Se estudian diferentes posiciones del hueco para dos coeficientes de rozamiento distintos, $\mu = 0.2$ y $\mu = 0.675$ [92]. La elección de dichos coeficientes de rozamiento se basa en los valores medios observados entre dos superficies de acero tras la aplicación de un ciclo de carga ($\mu = 0.2$) y el valor observado a más de 1000 ciclos de carga ($\mu = 0.675$). Además, para cada coeficiente de rozamiento y geometría se consideran cuatro estados de deslizamiento parcial distintos. Definidos por el parámetro $Q/\mu N$, tomando valores de 0.2, 0.5, 0.8 y 1. Siendo el valor de *N* siempre el mismo y con valor de 500 N/mm. En este primer acercamiento solo se analiza la influencia del hueco en el borde derecho del par de contacto ($x = a$).

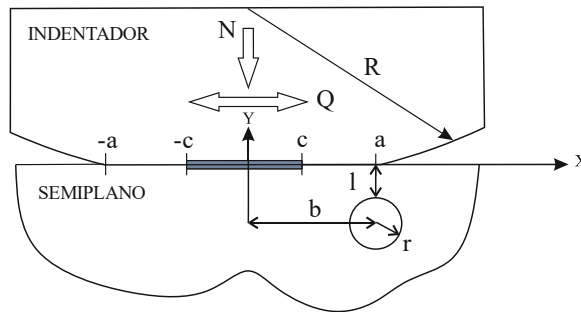


Figura 2-8. Par de contacto con un hueco.

Posteriormente y en base a los resultados obtenidos se estudia la influencia de tres huecos posicionados justo debajo del par de contacto como se muestra en la Figura 2-9, analizando la influencia en ambos bordes y por tanto reproduciendo un caso más realista que el anterior. En este caso solo se estudiará un coeficiente de rozamiento de 0.675, puesto que es más representativo en un estado estacionario a más de 1000 ciclos entre dos superficies de acero. Se analizan diferentes combinaciones de huecos definidas por el radio de los mismos, el ligamento vertical y la separación entre huecos, *d*. Cada configuración también se analiza para los

cuatro estados de carga anteriormente mencionados.

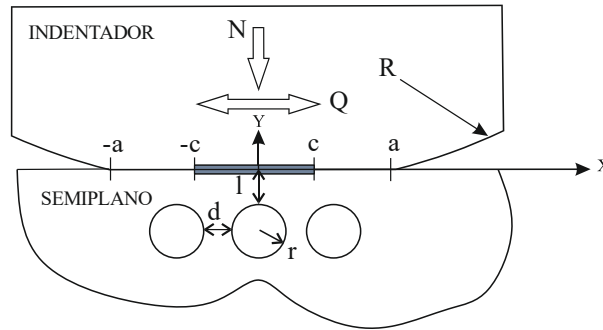


Figura 2-9. Par de contacto con tres huecos.

Para desarrollar este paliativo se desarrollan tres modelos de elementos finitos paramétricos distintos, uno de un par de contacto común sin hueco que servirá como referencia, otro para el caso de un hueco y finalmente el de tres.

Los estados de carga de todos los modelos estarán definidos por tres pasos. En primer lugar, se aplica la carga normal N , en segundo lugar, se aplica la carga tangencial hacia la derecha, Q y por último hacia la izquierda, $-Q$, manteniendo constante la carga normal durante todo el proceso. De esta forma se reproduce un ensayo común de fretting. Para captar de forma precisa los importantes gradientes de tensiones producidos en estas circunstancias, la zona de contacto y las zonas adyacentes están discretizadas con elementos de 1.5 micras. Siendo el semiancho de la zona de contacto $a = 0.235$ mm

Queda por tanto establecer un criterio de comparación entre los casos con hueco y sin ellos. Para ello se hará uso del parámetro de SWT. Sin embargo no se utilizará de la forma tradicional definida en la ecuación (1-24), sino por medio de un proceso empleado anteriormente por Vázquez y colaboradores [91]. En dicho trabajo se analizan numéricamente los resultados obtenidos en términos de iniciación de grietas en fretting comparando dos métodos que emplean como base los parámetros de SWT por un lado y el de FS por el otro. Concluyendo con un mejor comportamiento del parámetro de SWT, motivo por el cual es el empleado en el presente trabajo.

El proceso a seguir puede definirse en seis pasos. Para el desarrollo se incluye la

Figura 2-10 como soporte de ayuda. En primer lugar, se busca el punto de la superficie ($y = 0$) con el máximo valor del parámetro de SWT calculado acorde a la ecuación (1-25). En el caso de un hueco se buscará para valores de $x > 0$ y en el caso de tres huecos para todo el dominio del eje x . Dicho punto será el origen de diversos planos materiales trazados desde 60 a -60 grados, de acuerdo con la orientación definida en la Figura 2-10. La longitud de cada plano será de 25 micras. Cada uno de los planos se discretiza con 100 puntos. En cada uno de esos puntos se calcula el valor el parámetro de SWT, pero no calculado de la forma convencional, es decir buscando la posición del plano crítico, sino considerando el valor del parámetro correspondiente a la orientación del plano a la que pertenece el punto. Es decir, en los puntos contenidos en el plano vertical ($\theta = 0$) el parámetro se calcula utilizando las tensiones y deformaciones perpendiculares al plano definido por θ , en este caso las horizontales. Por tanto, la orientación de cada plano define la orientación de iniciación de una posible grieta.

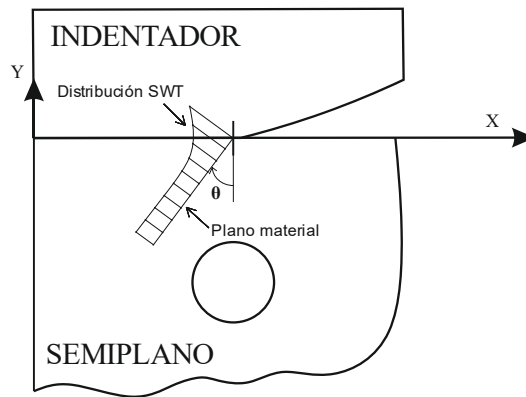


Figura 2-10. Criterio plano más desfavorable.

Posteriormente se calcula el valor del parámetro en cien puntos de cada plano. Obteniendo finalmente un valor medio del parámetro de SWT para cada orientación. La orientación con el valor más alto, se considerará la más propensa para nuclear una grieta. Dicho valor máximo se comparará entre los casos con y sin hueco. Obteniendo finalmente un porcentaje de variación del parámetro referenciado al caso sin hueco. Comparando siempre los casos ante las mismas condiciones de carga, $Q/\mu N$.

Los resultados obtenidos se muestran en diversas figuras en el Anexo A. El primero

de los casos estudiados es en el que se considera un único hueco y un coeficiente de rozamiento de 0.675, además de una posición horizontal fija de $b = a$. De forma general se puede decir que introduciendo un hueco se observan disminuciones del valor del parámetro de SWT. Si se examina la mejor configuración se puede decir que para valores del ligamento y del radio mayores a 0.6 veces el semiancho de la zona de contacto teórica, se obtienen disminuciones del parámetro mayores al 20%, dependiendo dicho valor del estado de carga. Por lo tanto, son descartables las geometrías en las que se introducen huecos con radios y ligamentos pequeños, menores a 0.6 veces el semiancho de la zona de contacto.

En segunda instancia se estudian las mismas configuraciones y casos anteriores, pero esta vez con un coeficiente de rozamiento más bajo, con el objetivo de analizar la influencia de dicho parámetro dependiente del material. Como en el caso anterior, se encuentran mejoras para valores de l/a mayores a 0.6, sin embargo, no hay una relación clara en términos del radio del agujero. Puede decirse que con la elección adecuada de parámetros se pueden conseguir mejoras de hasta el 80% independientemente del estado de carga.

Los resultados comentados hasta el momento consideraban una posición horizontal del hueco de $b = a$. Por ello las mejores configuraciones de cada coeficiente de rozamiento, para cada estado de carga se analizan para dos nuevas posiciones horizontales $b = 0.8 a$ y $b = 1.2 a$. En estas nuevas configuraciones de forma general no se encuentra ningún patrón claro, debido entre otras cosas al número de configuraciones estudiadas. Sin embargo, se puede decir que la posición $b = a$, es de forma general una buena opción, si no la mejor en algunos casos concretos.

Por último y tras el primer acercamiento al paliativo propuesto, se analiza el efecto en un caso más realista, en el que se incluyen tres huecos debajo de la zona de contacto, manteniendo la simetría del conjunto. Analizando ahora la influencia en ambos bordes de la zona de contacto que son igualmente susceptibles de la iniciación de grietas. En este bloque solo se analiza la influencia del coeficiente de rozamiento mayor.

Los resultados obtenidos muestran una tendencia similar a los observados en el caso de un único hueco. Tanto el radio como el ligamento deben de ser mayores a 0.6 veces el semiancho de la zona de contacto teórica. De forma general y discutible se observa un límite del valor del ligamento, $l/a = 1.2$, para valores mayores las mejoras comienzan a decaer ligeramente puesto que la influencia comienza a ser

menor, es de esperar que cuanto más lejos estén los huecos menos notoria sea su influencia para un mismo radio. Por tanto, es posible modificar ligeramente el rango óptimo del ligamento, quedando para la configuración de tres huecos entre 0.6 y 1.2 veces el semiancho a .

Un parámetro adicional que se debe tener en cuenta en estas configuraciones es la distancia entre huecos, d . Los mejores casos se encuentran siempre para el menor valor de $d = 0.1 a$, es decir para una configuración en la que los huecos están muy juntos. Siendo posible que, en el límite, es decir, una ranura en lugar de tres huecos, se pudiesen observar mejores resultados, aunque esto debe de ser comprobado.

Por último, también se observa como con el incremento de carga, o lo que es lo mismo, el incremento de la zona de deslizamiento, las mejoras producidas por los huecos disminuyen. Observando de forma general el mejor valor de mejora para el caso $Q/\mu N = 0.2$ y el peor para el caso $Q/\mu N = 1$.

El sentido físico de este paliativo se podría explicar teniendo en cuenta las ecuaciones de Flamant [91–93]. Dichas ecuaciones ofrecen un método para, conocidas las distribuciones de fuerzas normales y tangenciales en la superficie de un par de contacto, obtener el tensor de tensiones en el plano para cualquier punto del plano semi-infinito.

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}(x, y) = & -\frac{2y}{\pi} \int_{-a}^a \frac{\sigma_{yy}(s, 0)(x-s)^2}{((x-s)^2 + y^2)^2} ds \\ & - \frac{2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{\sigma_{xy}(s, 0)(x-s)^3}{((x-s)^2 + y^2)^2} ds \end{aligned} \quad (2-14)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{yy}(x, y) = & -\frac{2y^3}{\pi} \int_{-a}^a \frac{\sigma_{yy}(s, 0)}{((x-s)^2 + y^2)^2} ds \\ & - \frac{2y^2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{\sigma_{xy}(s, 0)(x-s)^3}{((x-s)^2 + y^2)^2} ds \end{aligned} \quad (2-15)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{xy}(x, y) = & -\frac{2y^2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{\sigma_{yy}(s, 0)(x-s)^2}{((x-s)^2 + y^2)^2} ds \\ & - \frac{2y^2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{\sigma_{xy}(s, 0)(x-s)^2}{((x-s)^2 + y^2)^2} ds \end{aligned} \quad (2-16)$$

Para el caso que nos atañe, nos centraremos en la Ecuación (2-14), puesto que el objetivo del paliativo es de alguna forma, disminuir las tensiones axiales en el borde de la zona de contacto. Si dicha expresión se particulariza para el borde de la zona de contacto queda de la forma mostrada en la Ecuación (2-17).

$$\sigma_{xx}(a, 0) = -\frac{2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{\sigma_{xy}(s, 0)}{a-s} ds \quad (2-17)$$

En régimen de deslizamiento parcial, las tensiones directas en el borde de contacto son función de la distribución de tensiones tangenciales. La distribución de tensiones tangenciales en la superficie al mismo tiempo es función de las tensiones normales como se demostró en la Ecuación (2-9). Por ello una disminución de los valores de presión en la zona de deslizamiento, se traducen en una disminución de las tensiones tangenciales y por tanto también de las axiales (σ_{xx}).

La Ecuación (2-17) muestra que una disminución en las tensiones tangenciales de contacto en las cercanías del borde producen una disminución en la tensión axial (σ_{xx}), puesto que en vista de la función, los valores de tensión tangencial más cercanos al borde tienen más peso en la función que aquellos que están más alejados de la misma como puede deducirse fácilmente de la *Figura 2-11*. En la geometría con huecos, dicha expresión no es válida, sin embargo, de alguna forma el comportamiento debe de ser similar.

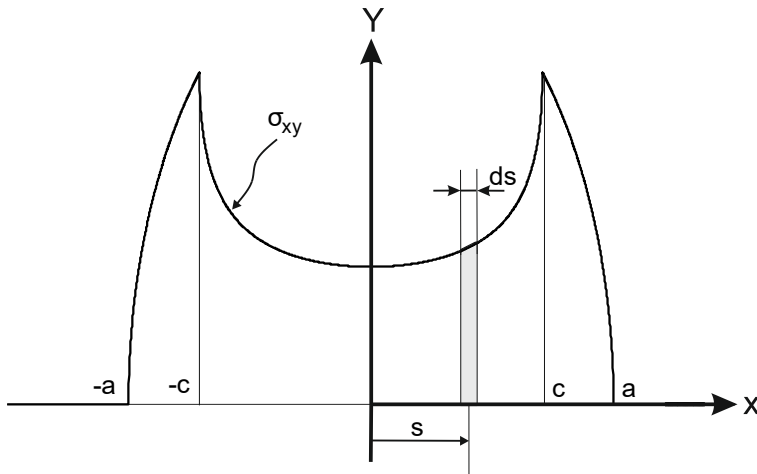


Figura 2-11. Descripción esquemática ecuación de Flamant.

Además de lo anterior, otro efecto debido a la introducción de huecos es que la zona de contacto aumenta, lo que significa que la rigidez cerca de los bordes disminuye y por tanto por condiciones de equilibrio, la distribución de tensiones normales en la superficie alcanza valores más bajos que en el caso sin huecos. Esta combinación de efectos sustenta físicamente los resultados obtenidos.

Este fenómeno puede apreciarse en la *Figura 2-12*. En ella se muestran las tensiones superficiales obtenidas en un caso con un hueco en el borde derecho de la zona de contacto y en el caso de referencia, es decir, sin hueco. Estando ambas configuraciones definidas por un estado de carga $Q/\mu N = 0.2$. Los parámetros de la configuración con hueco son $l = 0.8 a$ y $r = 0.6 a$.

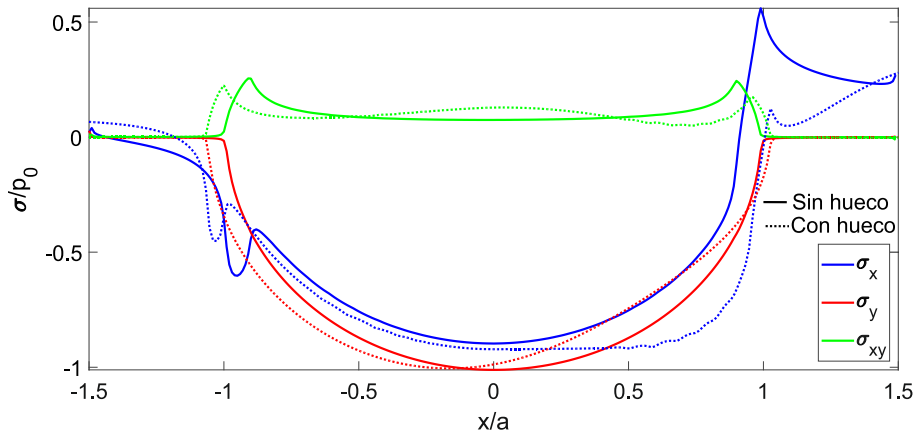


Figura 2-12. Comparativa tensión en la superficie con y sin hueco (-Q).

3. FATIGA EN CORDONES DE ACERO

“La simplicidad es la máxima sofisticación”.
Leonardo Da Vinci

En este capítulo se describen los trabajos correspondientes al análisis de fallo y predicción de vida en cordones de acero, que se pueden encontrar en el Anexo B y el Anexo C. El Anexo B describe el desarrollo del dispositivo de ensayos, así como los resultados obtenidos de los ensayos de un cordón de siete hilos de acero inoxidable, para distintas combinaciones de precarga y flexión.

El Anexo C además de describir el modelo numérico desarrollado para la estimación de tensiones, incluye un estudio para la obtención de curvas de predicción de vida.

Además de un resumen y breve discusión del trabajo mostrado en los anexos, se añade información adicional útil para una mejor comprensión del trabajo. Se ha incluido el proceso detallado para la creación del modelo de elementos finitos desarrollado, en términos de geometría, mallado y condiciones de contorno. Además, se incluye un breve manual de uso y montaje del equipo de ensayos diseñado y finalmente se añade un desglose de las distintas curvas de predicción de vida obtenidas.

3.1. Resumen Anexo B y Anexo C

Una vez establecido el tipo de elemento de sujeción que se empleará se desarrolla el

equipo de ensayos completo. La descripción del sistema y el diseño del mismo puede verse en profundidad en la primera parte del Anexo B.

El equipo ha sido diseñado con el objetivo de realizar ensayos con distintas configuraciones de cables. Aunque en este documento solo se ha estudiado un cordón de 7 hilos. Se ha pretendido diseñar un equipo versátil, para futuros ensayos con distintas configuraciones de cables y cordones.

El equipo es capaz de reproducir dos tipos de estados, mostrados ambos en la *Figura 3-1*. El primero de ellos consiste en la aplicación de una precarga constante P y una flexión variable, mediante la fuerza $Q(t)$, aplicada en el centro del cable. En la segunda configuración mediante la fuerza Q se aplica una flexión constante y una carga axial variable $P(t)$, reproduciendo así las condiciones más comunes de trabajo de un cable. Siendo la configuración de la *Figura 3-1a* la que se analiza en el presente documento.

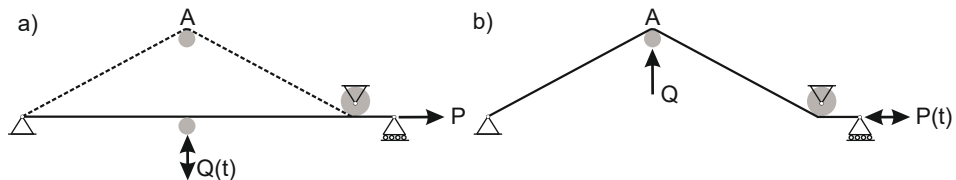


Figura 3-1. Tipología de ensayos.

El diseño está condicionado por los sistemas disponibles en el laboratorio. Se dispone de una bancada de 3 metros cuadrados y dos cilindros hidráulicos capaces de aplicar una fuerza máxima de 12.5 kN en un rango máximo de 100 mm. En base a ello se ha diseñado un sistema capaz de acoger la máxima longitud de cable posible.

La *Figura 3-2* muestra un esquema del ensamblaje final, en el que se pueden distinguir los distintos soportes del equipo de ensayos así como la bancada, los cilindros hidráulicos y las células de carga. El dispositivo puede dividirse en dos grupos bien diferenciados. El bloque encargado de aplicar la carga axial y el encargado de aplicar la flexión al cable.

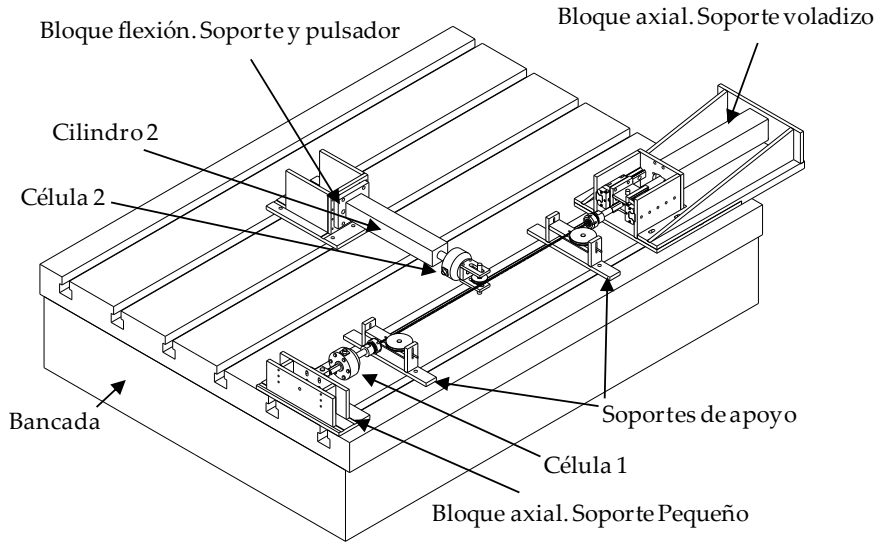


Figura 3-2. Esquema ensamble final.

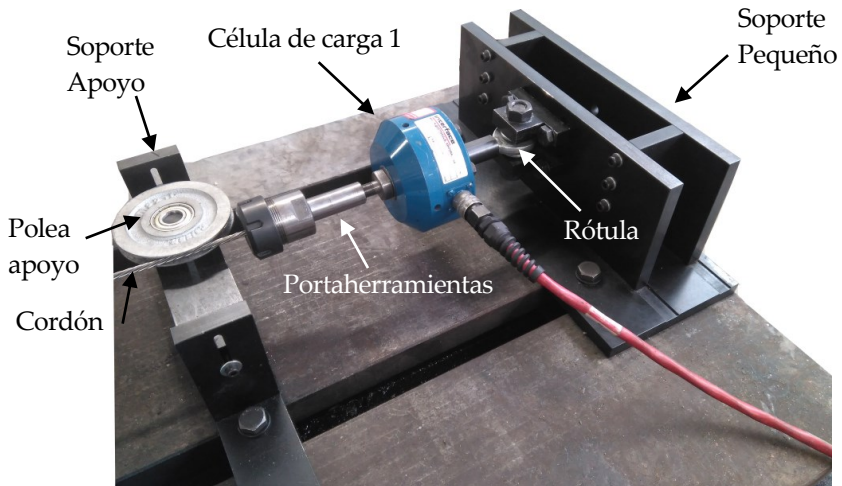


Figura 3-3. Bloque de precarga. Soporte pequeño.

Dos soportes componen el bloque axial o de precarga, uno a cada lado de la bancada, denominados como soporte pequeño y soporte en voladizo. El soporte pequeño se muestra en la *Figura 3-3* en detalle. Al soporte pequeño se ensambla el conjunto formado por el cordón, el portaherramientas, la célula de carga y una cabeza de rótula.

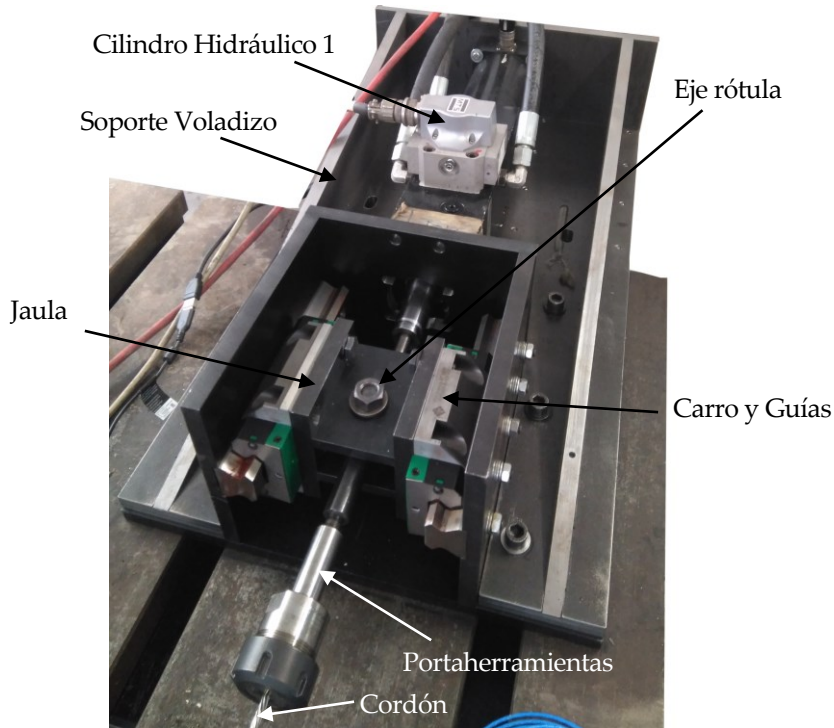


Figura 3-4. Bloque precarga. Soporte en voladizo con cilindro

En el lado opuesto de la bancada se encuentra el soporte en voladizo, que se muestra en detalle en la *Figura 3-4*. Para conseguir una longitud efectiva del cable en torno a 1 metro fue necesario diseñar este soporte lo suficientemente robusto como para trabajar en voladizo. Este soporte aloja el cilindro hidráulico número 1 que se encarga de aplicar la precarga o fuerza axial. El cilindro va conectado a una jaula que aloja una rótula. La jaula se desplaza asociada a dos carros guías que garantizan un movimiento horizontal y evitan la introducción de fuerzas no deseadas al cordón. El portaherramientas que sujeta el cordón va roscado directamente a la rótula. Por tanto, en ambos extremos se permite el giro en los tres

ejes, gracias a las cabezas de rótula. Estos grados de libertad son determinantes para evitar el fallo del cordón en los elementos de fijación.

Por último, se encuentra el bloque de flexión que puede verse en detalle en la *Figura 3-5*. Un soporte sujeta en horizontal el segundo de los cilindros hidráulicos. Solidaria al pistón hay una célula de carga conectada también a un pulsador con una polea en el extremo, dicha célula es la encargada de leer la fuerza transversal Q aplicada por la polea.

Finalmente se diseñaron dos pequeños soportes que definirán la longitud efectiva del cordón. Uno de ellos puede apreciarse en el margen izquierdo de la *Figura 3-3*. Este soporte tiene una polea en la parte superior, dicha polea tiene el doble de diámetro que la utilizada en el pulsador de la *Figura 3-5*, de esta forma la curvatura del cordón es mayor que la aplicada en el centro de la probeta, evitando así un posible fallo en las zonas de apoyo. La función principal de estos soportes es evitar el movimiento transversal de la célula de carga axial y así evitar por tanto la introducción de fuerzas y momentos de inercia no deseados debidos al movimiento de la misma.

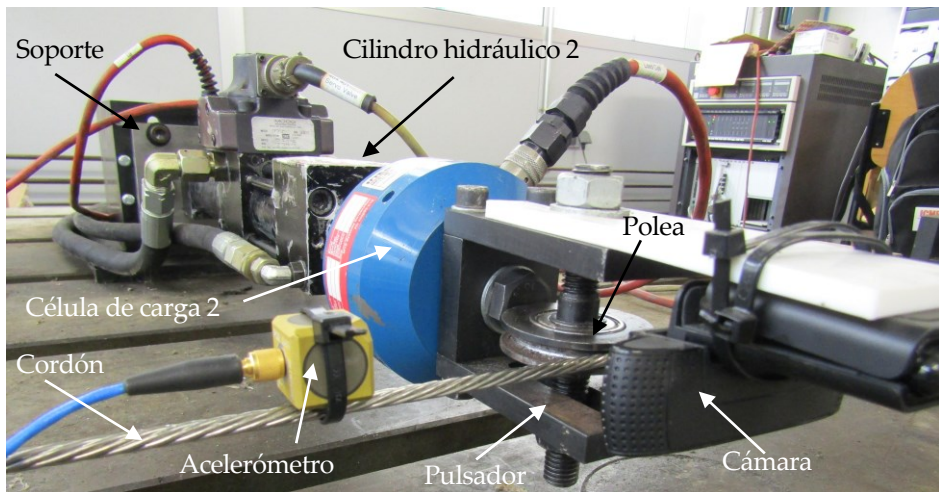


Figura 3-5. Soporte de flexión y pulsador.

Una vez diseñado y fabricado el utillaje necesario se dotó al mismo de un sistema de control y monitorización. Sendos cilindros hidráulicos y células de carga son controlados por su propio sistema de adquisición, acondicionamiento y control. Aunque dicho sistema es capaz de controlar todo lo referente a cargas y desplazamientos, no es capaz de detectar el fallo del cable. En el caso específico del cordón que se ha estudiado, se establece el criterio de fallo como el del primer hilo roto. Existen casos en la bibliografía en los que detectan este sutil efecto gracias a acelerómetros o encoders asociados a los cables [12,17]. En este caso específico el proceso de detección se lleva a cabo con un acelerómetro triaxial y se refuerza con una cámara de alta definición controlada por control remoto, ambos dispositivos pueden verse en la *Figura 3-5*. El proceso seguido para el control de la rotura se describe en el organigrama de la *Figura 3-6*.

En primer lugar, el acelerómetro es colocado solidario al cable y mediante una tarjeta de adquisición de datos de National Instruments y un programa en LabView se leen las aceleraciones. En el momento en el que uno de los hilos del cordón falla, se produce un pico en la lectura de las aceleraciones. Cuando eso ocurre, el sistema envía un correo electrónico al usuario. El usuario ante la notificación es capaz de, mediante un software de control remoto, ver en tiempo real el estado del cordón y decidir si el ensayo ha finalizado o por el contrario el aviso ha sido provocado por un factor externo.



Figura 3-6. Organigrama de control de ensayos.

Una vez el equipo fue diseñado y su funcionamiento validado se llevaron a cabo diversos ensayos. Dichos ensayos fueron realizados con un cordón de siete hilos de acero inoxidable con una longitud efectiva entre apoyos de 980 milímetros, esta longitud viene definida por la distancia entre los ejes de las poleas de los soportes de apoyo.

De las dos configuraciones posibles capaz de reproducir el equipo diseñado, los ensayos se llevan a cabo únicamente con la configuración A de la *Figura 3-1*. Debido al sistema de control de los cilindros hidráulicos y la propia rigidez del cable se observa que no es posible mantener una carga axial constante a la vez que se aplica un desplazamiento en el centro del cable. Por ello, además de una carga axial media, aparece una pequeña carga axial variable dependiente de las condiciones de contorno aplicadas al ensayo. Para disminuir en la medida de lo posible dicha amplitud, los ensayos se realizan con una frecuencia de 0.5 Hz. Es por ello que solo se ha realizado un ensayo a 1 millón de ciclos ya que su duración es de 23 días.

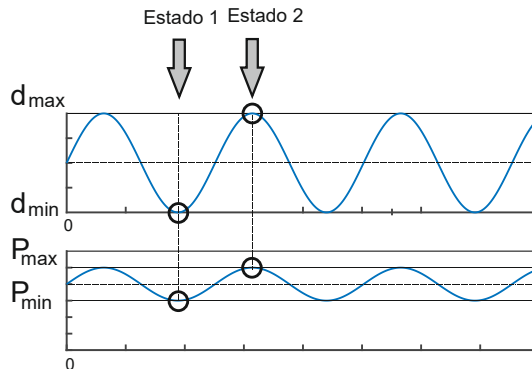


Figura 3-7. Ciclo de carga aplicado al cordón.

Por lo tanto, el ciclo de carga al que está sometido el cordón viene definido por los estados de carga mostrados en la *Figura 3-7*. En el primer estado de carga el valor de la precarga o carga axial es mínimo (P_{min}) y el desplazamiento que produce la flexión es cero ($d_{min} = 0$). En el segundo estado el valor de la precarga es máximo (P_{max}) al igual que el desplazamiento del pulsador que también es máximo (d_{max}).

En base a estas condiciones los ensayos se realizan para distintas combinaciones de precarga y desplazamientos del pulsador. Siendo la precarga media el valor impuesto como consigna al cilindro número 1.

Como ya se vio en el apartado 2.1.2, debido al sistema de pinzas empleado para sujetar el cable, no es posible aplicar cargas axiales mayores a 8kN, de otra forma el cable comenzaría a deslizar de la misma. Por tanto, las cargas axiales medias aplicadas oscilan entre los 2 kN y los 6 kN. El valor más alto de P_{max} , obtenido en un ensayo con $P_m = 6$ kN y $d_{max} = 50$ mm está cerca de 7kN, por lo que en ningún caso hay deslizamiento en el par cordón-portaherramientas.

Los desplazamientos máximos d_{max} del pistón transversal, encargado de producir la flexión, se encuentran entre los 20 y 50 milímetros. Los resultados de los diferentes ensayos realizados se muestran detalladamente en la Tabla 1 del Anexo B.

Después de los ensayos, se analiza tanto el número de hilos rotos como su posición relativa respecto del punzón. Se observa que generalmente el hilo más lejano al punzón es el primero en romper, aunque en algunas ocasiones tanto el hilo exterior como el central rompen en el mismo momento. En la Tabla 1 del Anexo B también se indica la posición respecto del punzón de cada uno de los hilos rotos.

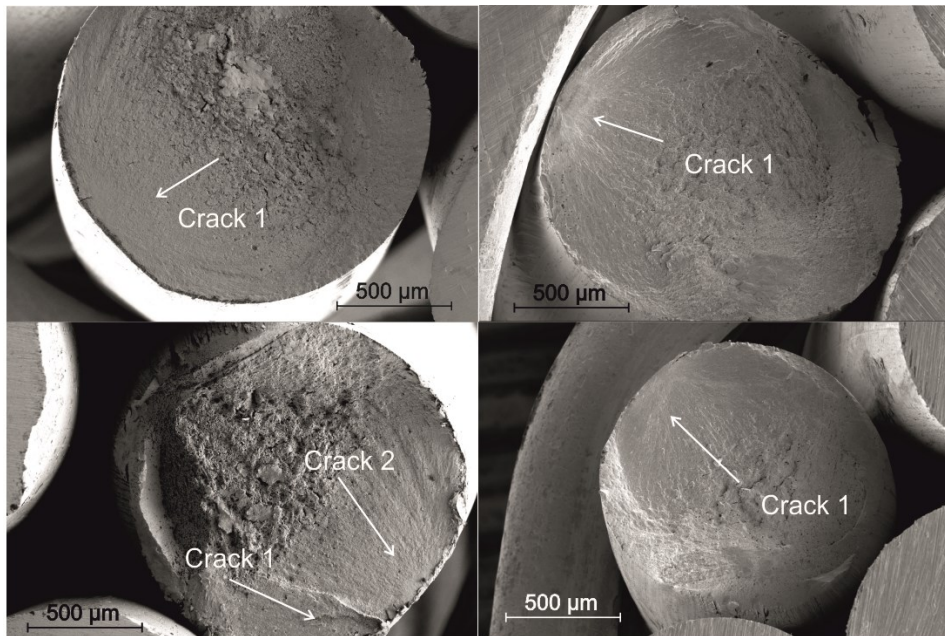


Figura 3-8. Ejemplos imágenes SEM, hilo exterior.

Por último, después de los ensayos, un gran número de superficies de fractura se analizaron en un microscopio electrónico de barrido con el fin de establecer el tipo de fallo producido. En dichas imágenes se pueden analizar los puntos de iniciación de grietas, su propagación y la fase final de la fractura. Una colección de dichas imágenes se muestra en el Anexo D. Además de las caras de fractura también es posible obtener información de las huellas producidas por las zonas de contacto entre hilos, por ello en el Anexo E se incluyen algunas imágenes de huellas.

En primera instancia, analizando las imágenes se observa que el fallo se produce debido a las tensiones globales y no al fenómeno del fretting como se esperaba en un primer momento. Es decir, el fallo se observa de forma general en los puntos sometidos a mayor tensión axial, producida por la combinación de la carga axial y la flexión. Algunos ejemplos de las imágenes obtenidas con el microscopio electrónico de barrido se muestran en la *Figura 3-8*, en las que se observa la zona de iniciación y propagación de las grietas que producen el fallo.

En este punto es posible pasar al Anexo C, en el cual se desarrolla el proceso seguido para la estimación de las tensiones en los ensayos mediante un modelo numérico de elementos finitos y se concluye con una estimación de predicción de vida en base a los resultados obtenidos.

En primer lugar, se intentó obtener de forma analítica las tensiones que tenían lugar durante los ensayos mediante la aplicación de la teoría elástica de Costello [21] y de Feyrer [1]. Ambas son válidas para la estimación de tensiones ante cargas axiales donde el efecto del contacto es despreciable. Sin embargo, las tensiones a flexión producidas por la polea empleada, estimadas de acuerdo a las expresiones analíticas, arrojaban valores desmesurados. Este efecto es debido a que la expresión propuesta para conocer el estado tensional del cordón es válida únicamente para radios de curvatura constantes, como el de un cordón pasando por una polea. Además, dicha teoría supone un comportamiento elástico y lineal mientras que el comportamiento real del cordón de acero inoxidable estudiado es no lineal. Es por ello que ha sido necesario desarrollar un modelo numérico con el objetivo de obtener las tensiones producidas en el estado de carga 2 (Carga axial + flexión). Sin embargo, para conocer las tensiones del estado de carga 1 (Carga axial), se ha aplicado una estimación analítica, considerando la fuerza axial dividida por el área de la sección normal a dicha carga. El proceso de creación del modelo de elementos finitos del cordón se comenta detalladamente en el apartado 3.3.1.

Para el comportamiento del material en el modelo se ha utilizado la curva elastoplástica real obtenida de un ensayo a tracción de un hilo interior del cordón. Por otro lado, el coeficiente de rozamiento empleado se ha obtenido de la bibliografía como un valor promedio, siendo este de 0.8 [92], [96].

Una vez desarrollado el modelo se procede a su verificación en términos de reacciones. El modelo numérico se considera como válido a pesar de que se observa una dispersión importante a cargas bajas. Sin embargo, dicha dispersión es producida por los resultados experimentales, puesto que para cargas elevadas el error observado es despreciable.

Posteriormente al desarrollo del modelo numérico completo del cordón y en base a los resultados experimentales observados, se considera la idea de utilizar un modelo simplificado del cordón en el que solo se tenga en cuenta el hilo central del mismo, evitando así la formulación del contacto que incrementa sustancialmente el costo computacional. Para ello se adaptan las condiciones de contorno reales del cordón a las de un hilo, el central.

Algunos resultados del modelo del cordón completo y del hilo interior son comparados en términos de tensiones axiales máximas y gradientes, corroborando que, debido al tipo de fallo observado, no es necesario emplear un modelo complejo donde se tengan en cuenta las tensiones producidas por el contacto. Puesto que las tensiones máximas observadas en un hilo a flexión son del mismo orden que las correspondientes de un cordón completo. Esta observación hace disminuir el tiempo de computación sustancialmente. Aunque los resultados obtenidos con el modelo completo son más acordes y fieles a la realidad y aportan mucha más información, suponen un gran costo computacional. Utilizando el modelo simplificado, se obtiene una buena aproximación además de un costo computacional despreciable

Por tanto, las tensiones que definen el ciclo de carga de cada uno de los ensayos se obtendrán considerando un único hilo del cordón, el central. La tensión mínima que define el estado de carga 1 (σ_{min}) se obtiene analíticamente.

Por otro lado, la tensión máxima correspondiente al estado de carga 2 (σ_{max}) se obtendrá del modelo numérico simplificado, considerando un único hilo sometido a una carga axial y un desplazamiento transversal para producir la flexión.

Conocidas las tensiones máximas y mínimas que representan el ciclo de carga, es posible conocer las tensiones medias y alternas del ciclo de carga.

Por otra parte, se ha obtenido la curva a fatiga del material, ensayando a fatiga el hilo central del cable con $R = 0.1$. Mediante la curva S-N del material, los valores máximos y mínimos de tensión del cordón y su correspondiente vida experimental se buscará establecer un método para la predicción de vida en cordones de acero sometidos a cargas axiales y de flexión variables.

El valor de la relación de tensiones (R) es distinto para cada ensayo y también para los datos obtenidos a fatiga simple del material. Por ello es necesario aplicar métodos que tengan en cuenta dicha condición para poder relacionar los resultados. Para ello se han aplicado las relaciones de Walker, Goodman, Gerber y SWT, tanto a los resultados del cordón como a los del hilo a fatiga.

Es necesario tener un factor más en cuenta para poder comparar ambos ensayos. Los ensayos a fatiga del hilo se llevaron a cabo con una carga axial, por lo tanto, no había gradiente de tensiones en la sección. Sin embargo, en los ensayos del cordón, los ensayos combinaban tracción y flexión, por lo que existía un gradiente de tensión. Por tanto, es necesario aplicar un factor de corrección para tener este efecto en cuenta. Dicho factor se denomina en fatiga como coeficiente de carga, C_L . Puede comprobarse en la literatura cómo este factor oscila comúnmente entre 0.7 y 0.9, por lo que un valor intermedio de 0.8 se empleará para modificar la curva a fatiga del hilo y que así sea comparable con la del cordón, [97–99].

Para cada una de los criterios empleadas se tienen dos ajustes. Un ajuste realizado para los ensayos a fatiga simple del hilo y otro para los ensayos del cordón. Observando cómo de forma general existe un gran acuerdo entre ambas curvas, la del hilo simple ensayado a fatiga con $R = -1$ y la del cordón obtenida mediante ensayos bajo diferentes combinaciones de cargas axiales y de flexión. Por lo que se observa que el fenómeno del fretting en el caso específico de los cordones estudiados no es determinante y por tanto es posible obtener una buena predicción de vida combinando una curva de fatiga obtenida con un único hilo y un modelo numérico simplificado del cordón. Los resultados finales obtenidos además de en el Anexo C se muestran de forma más detallada en el apartado 3.3.2.

3.2. Manual dispositivo de ensayos

Este apartado es un manual que describe el procedimiento que se debe llevar a cabo tanto para el montaje del dispositivo completo como para realizar los ensayos.

El ensamble final de cada uno de los soportes es trivial. En primer lugar, es necesario disponer cada cilindro en su respectivo soporte y anclar cada soporte en su posición correcta. La *Figura 3-9* muestra un detalle del anclaje del cilindro 1 al soporte en voladizo, dicho anclaje se realiza mediante un perno central que se puede desplazar de izquierda a derecha a lo largo de una pequeña ranura y cuatro tornillos para evitar el giro del cilindro.

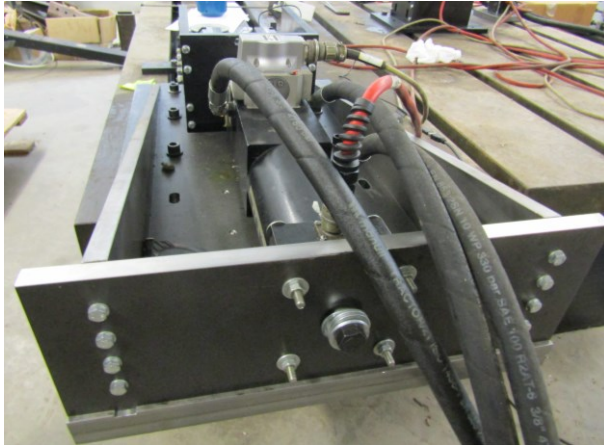


Figura 3-9. Detalle anclaje cilindro 1.

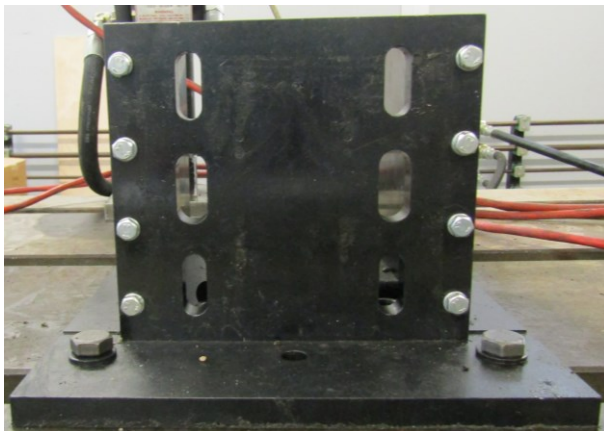


Figura 3-10. Detalle soporte de flexión sin cilindro.

De igual forma en la *Figura 3-10* se muestra un detalle del soporte de flexión. En dicha imagen se pueden apreciar 6 ranuras verticales, en ellas se atornilla el cilindro número 2. Gracias a las ranuras el cilindro se puede desplazar verticalmente hasta conseguir un perfecto alineamiento con el cable.

Es importante tener en cuenta que todos los dispositivos tienen que estar perfectamente alineados, de forma que no aparezcan esfuerzos no deseados durante los ensayos. El conjunto del montaje final en el que aparece la disposición de cada uno de los soportes se muestra en la *Figura 3-11*.

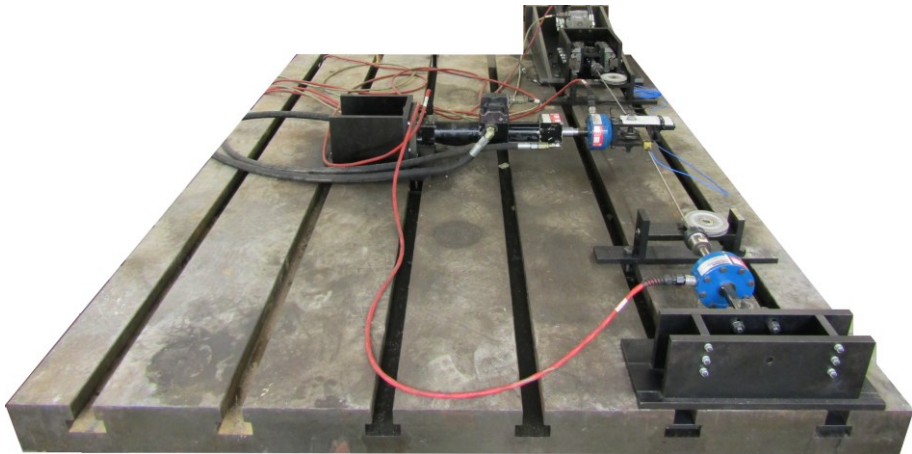


Figura 3-11. Foto ensamblaje final.

El montaje del cable debe de seguir un procedimiento específico. En primer lugar, es necesario acoplar los dos portaherramientas a los extremos del cordón, con ayuda de una mordaza. Es necesario aplicar un par de apriete de 100 Nm a cada portaherramientas para su correcto funcionamiento.

Seguidamente para montar el cable en la máquina se debe seguir el siguiente procedimiento. En primer lugar, se rosca el portaherramientas al adaptador de la *Figura 3-12*. El lado de la derecha (macho) se rosca al portaherramientas, el lado izquierdo (hembra) a la rótula que se muestra en la *Figura 3-13* dentro de la jaula.



Figura 3-12. Adaptador portaherramientas a rótula

Dicho adaptador une el cordón, mediante el portaherramientas, con la rótula, quedando este extremo como se muestra en la Figura 3-4.

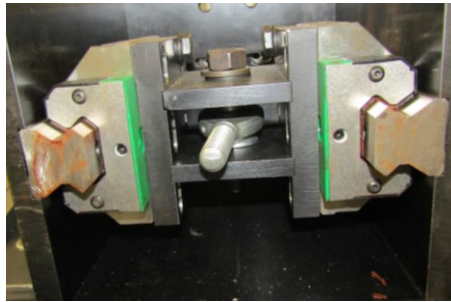


Figura 3-13. Detalle rótula e interior jaula.

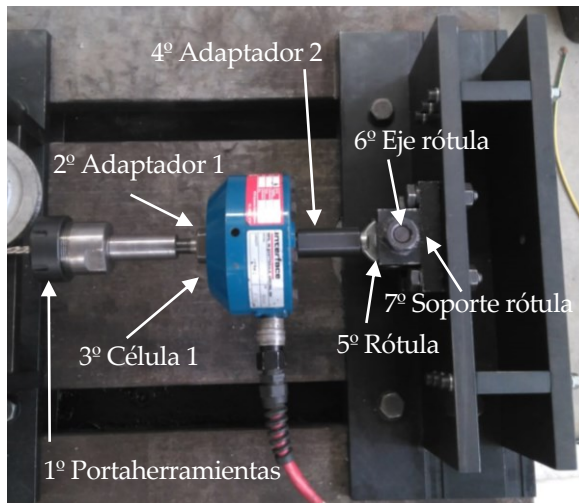


Figura 3-14. Detalle ensamble soporte pequeño. Bloque precarga.

El otro de extremo del cordón se ensambla siguiendo el procedimiento marcado por la *Figura 3-14*. Al portaherramientas que queda libre se rosca el adaptador de la *Figura 3-15*. Por el lado derecho se acopla el portaherramientas y por el izquierdo la célula de carga. Finalmente se une la célula de carga a la rótula mediante otro adaptador roscado. Una vez realizado el ensamblaje, la rótula se introduce por el eje previsto para la misma y se añade el soporte superior roscándolo posteriormente. Por último, se conecta el cable de alimentación de la célula de carga 1.



Figura 3-15. Adaptador 1, portaherramientas a célula 1.

Una vez montado el cordón se conecta el sistema de control de las células y el cilindro, así como el motor y el enfriador. Después, en primer lugar, se mueve el cilindro 1 para pretensar el cordón y garantizar que está centrado con las tres poleas. Posteriormente se acerca el cilindro 2 al cordón, hasta que esté en contacto con el mismo. En este momento se coloca el acelerómetro que controlará la rotura del cordón. Dicho acelerómetro se puede sujetar con una brida lo más cerca posible del centro del cable (*Figura 3-16*).



Figura 3-16. Detalle acelerómetro y cordón.

A partir de este momento se impone el valor de la fuerza axial deseado, así como el desplazamiento transversal y se da comienzo tanto al ensayo como al sistema de adquisición del acelerómetro.

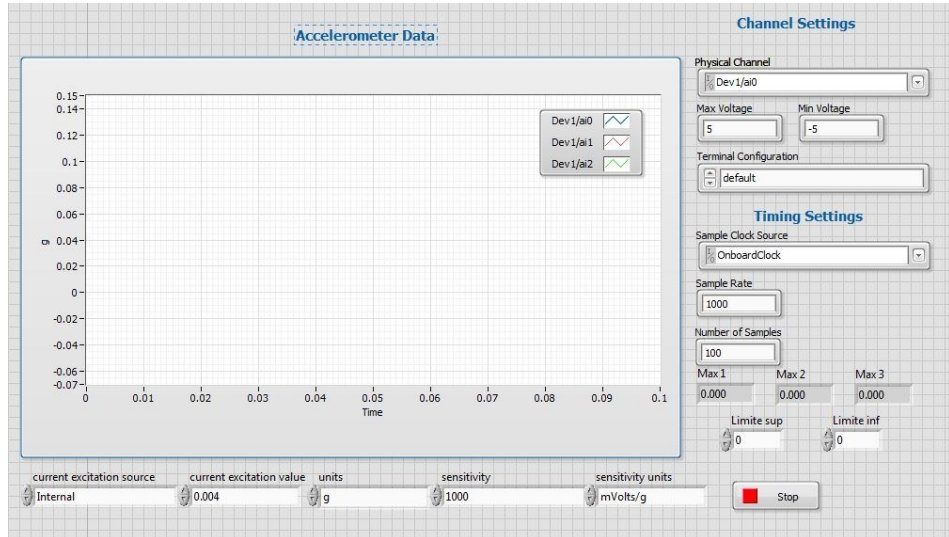


Figura 3-17. Interfaz LabView.

Durante los primeros ciclos es necesario observar el rango de las aceleraciones leídas, de forma que en el programa de LabView se introduzca un valor límite 10 veces más grande que el observado (*Limite sup* y *Limite inf* en la Figura 3-17). Cuando un hilo rompa, dicho valor se superará y enviará un aviso al usuario.

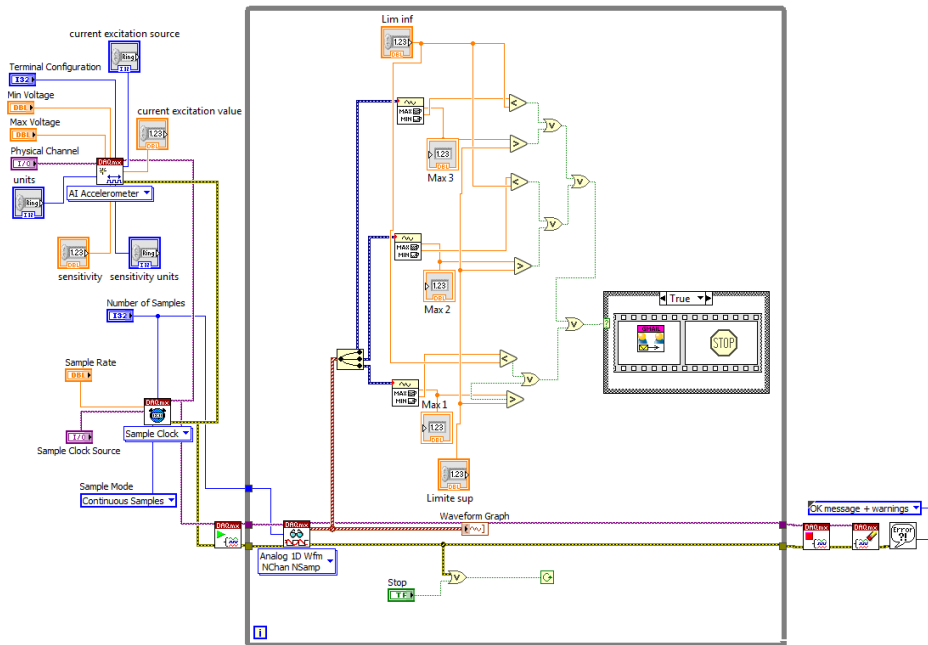


Figura 3-18. Diagrama de bloques LabView.

La interfaz desarrollada en LabView se muestra en la Figura 3-17 y la programación de dicha interfaz, se muestra en el diagrama de bloques de la Figura 3-18. En la Figura 3-17 se pueden ver los parámetros necesarios para definir tanto las propiedades del acelerómetro como de la tarjeta de adquisición empleada. Por otro lado, a la derecha se encuentran los parámetros de muestreo. Los indicadores *Max 1*, *Max 2* y *Max 3* indican los valores máximos obtenidos hasta el momento. En función de los mismos se definen las variables *Limite sup* y *Limite inf*. Por ello es necesario dejar que el conjunto del sistema se estabilice para indicar dichos valores. Por último, la conexión a la webcam puede realizarse por medio de cualquier software de control remoto desde un ordenador o un smartphone.

3.3. Información adicional

Esta sección describe el proceso llevado a cabo para realizar el modelo de elementos finitos del cordón completo. En primer lugar, se define la geometría y la malla

empleada y en segundo lugar la aplicación de las condiciones de contorno.

Por último, se incluyen las curvas de predicción obtenidas con los distintos métodos empleados y el valor de correlación estadística de cada una de ellas.

3.3.1. Geometría y malla FEM

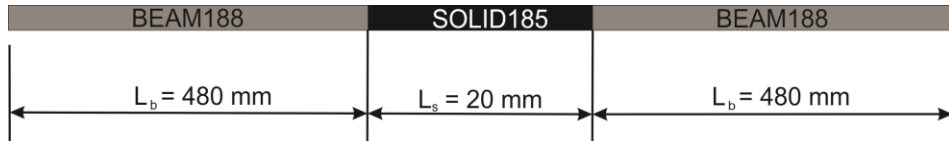


Figura 3-19. Distribución elementos BEAM y SOLID.

La longitud total del cordón se divide en tres partes (Figura 3-19). La parte central es modelada con elementos de tipo sólido. Debido a las condiciones de contorno que se imponen y al tipo de fallo observado, la zona central es la más interesante y de la que más información se debe extraer. Por ello se emplean elementos de tipo sólido con un refinamiento de la malla en la zona de contacto. La longitud de la zona sólida es de 20 milímetros y la zona con elementos tipo viga 960 milímetros, 480 a cada lado del volumen sólido.

En primer lugar, se modela la sección del hilo central con un refinamiento en las zonas de contacto con los hilos exteriores (Figura 3-20a). Siendo el tamaño de los elementos en la zona de contacto de 8 micras. Definida la sección se extruye la misma al mismo tiempo que la sección va girando, de forma que las zonas de contacto dibujen una hélice (Figura 3-20b).

Una vez definido el hilo central se dibuja la sección de uno de los hilos exteriores (Figura 3-21a). Posicionándola de tal forma que las zonas de contacto, tanto con el hilo exterior como con sus vecinos sean coincidentes. Es necesario tener en cuenta que la sección de los hilos exteriores es una elipse de acuerdo al apartado 1.1.2, por ello para dibujarla se ha empleado un sistema de coordenadas elíptico. Dicha sección se extruye a lo largo de una hélice, siendo coincidente con el hilo central a lo largo de la zona de contacto (Figura 3-21b). Por último, el hilo exterior creado se duplica y desplaza varias veces para generar el cordón completo, quedando completamente definida la zona sólida del modelo como puede verse en la Figura 3-22.

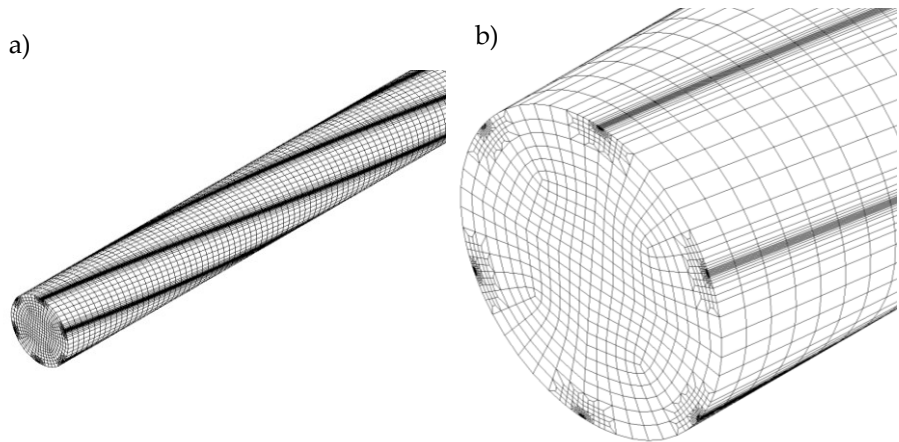


Figura 3-20. a) Malla hilo central b) Detalle malla zona de contacto.

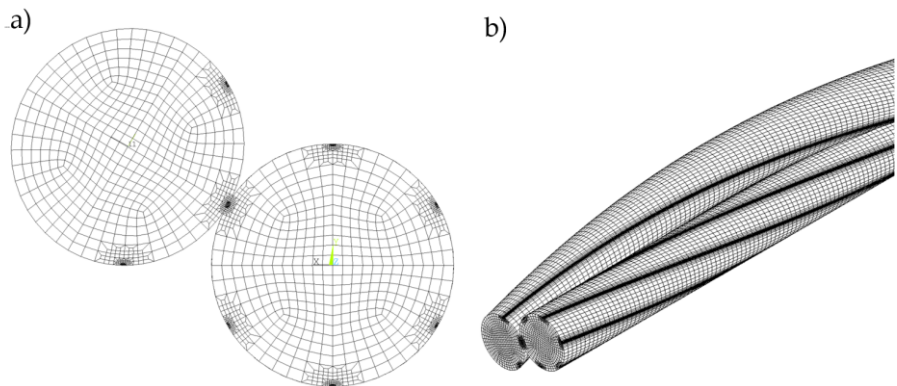


Figura 3-21. a) Sección hilos central y exterior, b) Modelo 3D.

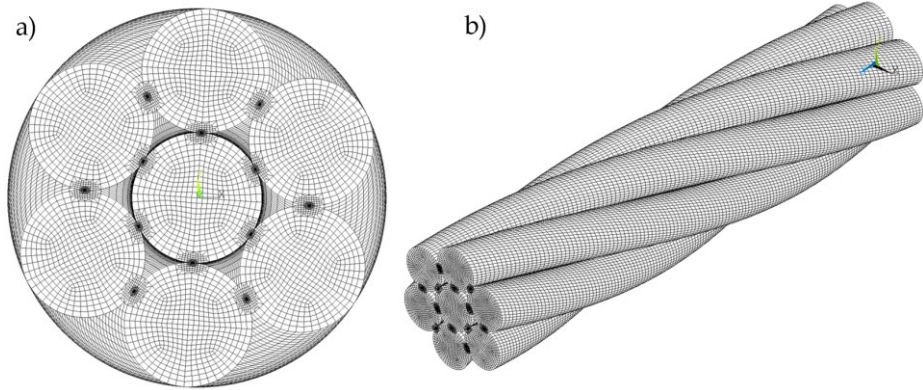


Figura 3-22. a) Sección cordón, b) Cordón sólido 3D.

Una vez definida la parte sólida del modelo, se introducen los elementos de tipo viga, modelando la longitud restante del cable. Estos elementos son unidimensionales, es decir, cada elemento es definido por dos nodos únicamente. Sin embargo, los resultados se pueden extrapolar a una sección sólida de diámetro y geometría definida como la que se muestra en la *Figura 3-23*. En este caso una sección circular con el radio externo de los hilos.

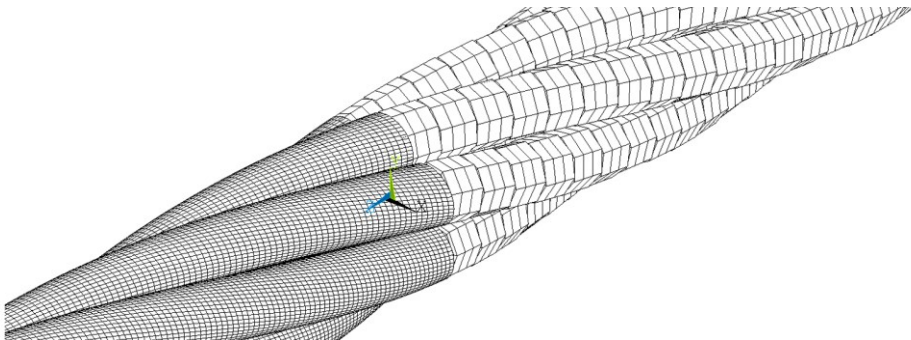


Figura 3-23. Transferencia de elementos sólidos a viga.

Por último, resta definir la geometría del punzón. Dicha geometría se define como una sección de la superficie externa de un cilindro, con el mismo radio del punzón empleado como puede verse en la *Figura 3-24*. Además, dicha superficie se

considera de tipo rígido.

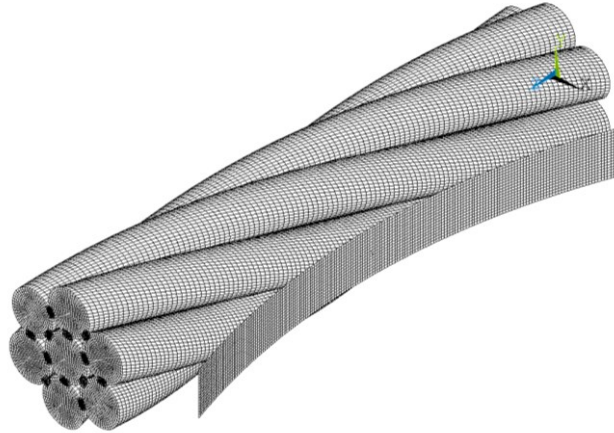


Figura 3-24. Detalle geometría pulsador.

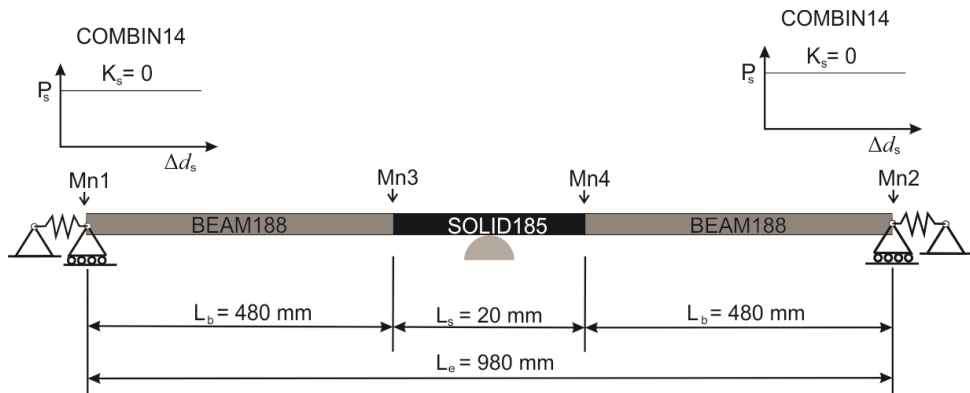


Figura 3-25. Esquema condiciones de contorno FEM.

Definida la geometría se aplican las condiciones de contorno y la interacción entre los distintos elementos empleados. A ambos extremos del cordón se define un elemento tipo muelle. El elemento tipo muelle debe acoplarse a los siete hilos que definen el cable, en este caso con elementos de tipo viga. En la Figura 3-25 se pueden observar estas conexiones, nombradas como Mn1 y Mn2. El acoplamiento del elemento muelle y los elementos tipo viga se realiza mediante el método del

nodo maestro. Este acoplamiento se puede ver en la *Figura 3-26*.

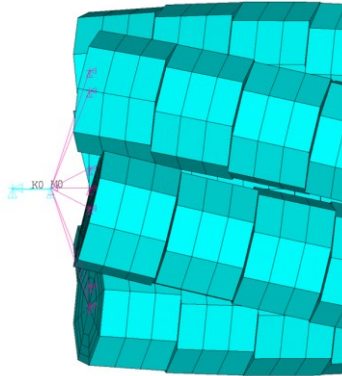


Figura 3-26. Acoplamiento elementos BEAM y COMBIN.

El mismo procedimiento se aplica para conectar los hilos de los elementos tipo viga a los sólidos. Esta conexión se realiza en los puntos denominados como Mn3 y Mn 4 en la *Figura 3-25*. En la *Figura 3-27* la línea de color rosa indica el acoplamiento entre grados de libertad. En este caso se acoplan los grados de libertad de un elemento tipo viga (desplazamientos y rotaciones) con los del elemento tipo solido (desplazamientos).

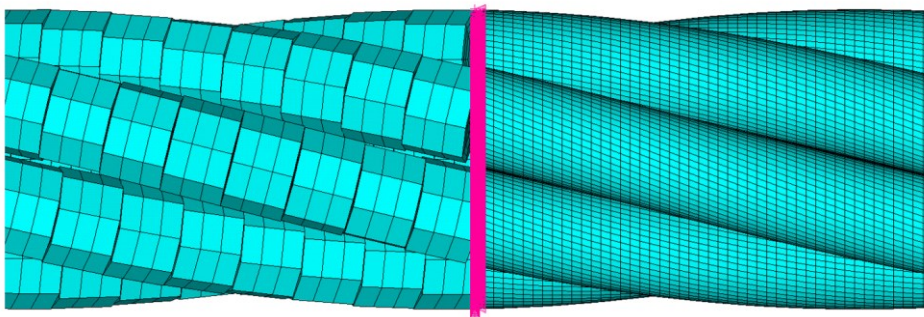


Figura 3-27. Acoplamiento elementos tipo SOLID y BEAM.

3.3.2. Curvas predicción adicionales.

Las curvas de predicción mostradas en el Anexo C se muestran en este apartado, con la correspondiente nube de puntos de los ensayos del cordón.

Tabla 1. Ensayos fatiga uniaxial hilo interior.

Nº	σ_{\max} (MPa)	σ_{\min} (MPa)	Ciclos	Nº hilo	σ_{\max} (MPa)	σ_{\min} (MPa)	Ciclos
1	824	82	37816	26	1207	121	12107
2	771	77	75484	27	1097	110	18042
3	771	77	47568	28	997	100	15391
4	696	70	79612	29	906	91	23348
5	617	62	89411	30	824	82	25394
6	537	54	146539	31	458	46	>5x10 ⁶
7	458	46	383327	32	491	49	194188
8	458	46	>5x10 ⁶	33	537	54	90809
9	537	54	146708	34	617	62	67906
10	617	62	286060	35	824	82	38586
11	696	70	113730	36	906	91	24384
12	696	70	58529	37	997	100	23709
13	771	77	58158	38	997	100	33450
14	526	53	174064	39	906	91	32944
15	458	46	>5x10 ⁶	40	824	82	24846
16	491	49	136997	41	1097	110	13865
17	491	49	320871	42	1207	121	11635
18	906	91	21259	43	1327	133	8629
19	997	100	20999	44	491	49	209295
20	1097	110	13608	45	491	49	476203
21	1207	121	11633	46	537	54	153392
22	1327	133	7121	47	617	62	93192
23	1460	146	5796	48	458	46	603181
24	1460	146	5324	49	458	46	150600
25	1327	133	9051	50	435	44	840347

En primer lugar, se muestran los datos obtenidos de los ensayos realizados a fatiga con el hilo interior para obtener la curva S-N del material. Dichos ensayos se realizaron con $R = 0.1$ y una frecuencia de 5 Hz. Los resultados se muestran en la *Tabla 1*.

Con los datos de tensiones máximas y mínimas de la tabla anterior y de la *Tabla 1 del Anexo C* para los ensayos del cordón, quedan definidas las tensiones del ciclo de carga de ambos tipos de ensayos. Utilizando dichas tensiones se aplican los criterios de Gerber, Goodman, Walker y SWT a todos y cada uno de los ensayos, tanto del hilo como del cordón de forma que todos se transforman a un estado de carga equivalente con $R = -1$, siendo así posible comparar ambos ensayos. Además, las tensiones equivalentes obtenidas en el caso del hilo se dividen por el factor de carga $C_L = 0.8$ para tener en cuenta el efecto del tipo de carga. El cordón está sometido a flexión y por tanto hay gradiente de tensiones. Por el contrario, los ensayos del hilo se realizan solo a tracción, por lo que no hay gradientes de tensiones. Por esta razón la resistencia a fatiga del hilo es menor que la del cordón y es necesario hacer uso del factor de carga para poder comparar los resultados obtenidos con ambos ensayos.

Con cada una de las nubes de puntos obtenidas se realiza un ajuste de mínimos cuadrados, uno para la curva del material o hilo y otro para el cordón. Tanto las nubes de puntos del cordón como los ajustes de los dos grupos de ensayos se muestran de la *Figura 3-28* a la *Figura 3-31*, cada una de ellas con un criterio distinto para tener en cuenta las tensiones medias y alternas. En dichas figuras no se han tenido en cuenta los ensayos de vida infinita. Además, se incluyen los resultados del cordón agrupados en función del desplazamiento d_{max} .

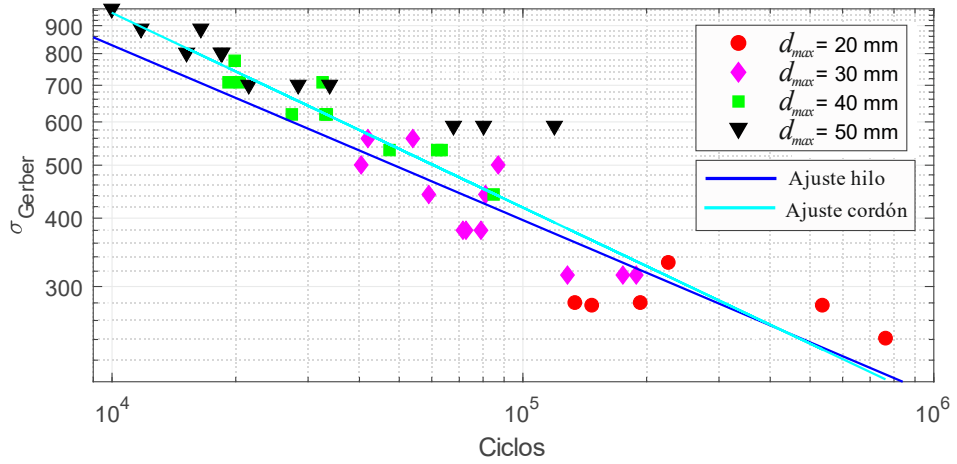


Figura 3-28. Ajuste de Gerber.

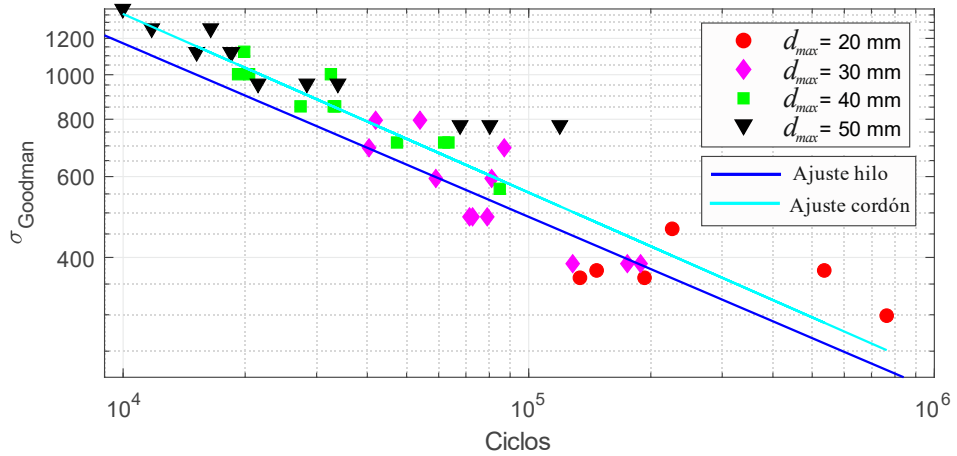


Figura 3-29. Ajuste de Goodman.

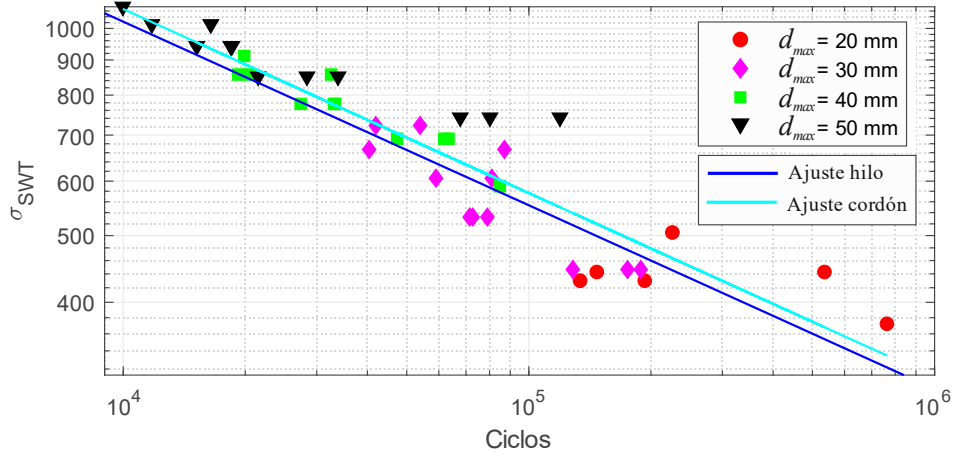


Figura 3-30. Ajuste de SWT.

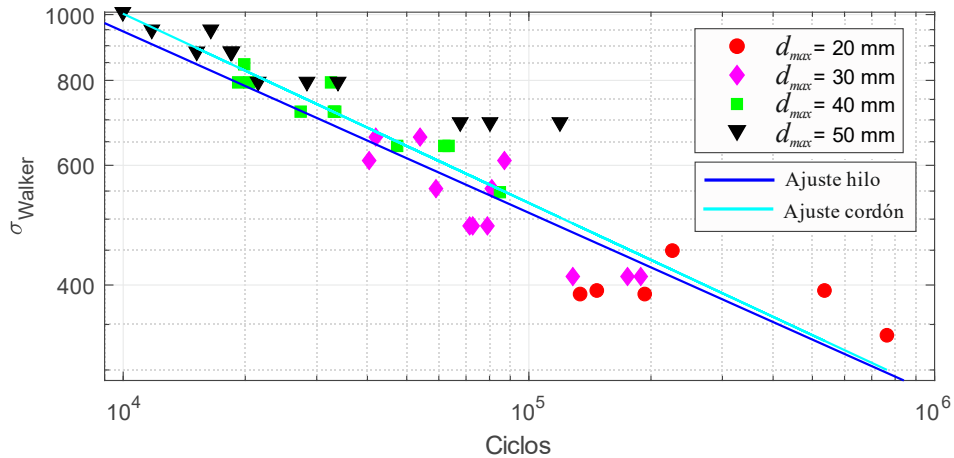


Figura 3-31. Ajuste de Walker.

Los datos del coeficiente de regresión de los ajustes logarítmicos individuales tanto de las curvas de fatiga del hilo como de los cordones se incluyen en la *Tabla 2*. Además, se incluye un ajuste adicional realizado con la combinación de todos los ensayos tanto del hilo como del cordón. De forma general puede verse como, independientemente del método empleado, los coeficientes de regresión son

similares y además con valores muy buenos teniendo en cuenta el gran número de variables que influyen el caso en estudio.

Tabla 2. Coeficientes de regresión.

R ²	Goodman	Gerber	Walker	SWT
Hilo	0.86	0.86	0.85	0.85
Cordón	0.92	0.92	0.93	0.93
Hilo + Cordón	0.88	0.88	0.89	0.90

Las expresiones que ajustan a cada una de las curvas anteriores, considerando que son del tipo mostrado en la Ecuación (3-1), se muestran en la *Tabla 3*.

$$S = AN^b \quad (3-1)$$

Si se comparan los valores de la pendiente b para cada uno de los métodos, puede observarse como la pendiente es casi idéntica en la curva del hilo y la del cordón para cada uno de los cuatro métodos empleados. Por tanto, la curva a fatiga del material puede utilizarse para calcular la vida del cordón completo, simplemente conociendo las tensiones. Si se observan los valores del parámetro A , que es el que marca la posición de la curva, es posible apreciar una mayor variación entre los valores de un mismo método. Sin embargo, dicha variación es menor en los casos de Walker y SWT.

Es interesante remarcar el hecho de que, independientemente del método utilizado para tener en cuenta la tensión media distinta cero, las curvas a fatiga del hilo y del cordón sean semejantes. Esto indica que es posible estimar la vida de un cordón de acero de siete hilos, conociendo la curva de fatiga del hilo y un método numérico que reproduzca las condiciones reales del estado de carga del cordón. Por otro lado, es un indicativo de que el fenómeno que gobierna el fallo del cordón estudiado es el producido por la fatiga de las tensiones globales y no por el fenómeno del fretting que, aunque se observa en el contacto entre hilos, no es determinante.

Tabla 3. Parámetros curva S-N.

	Parámetros	Goodman	Gerber	Walker	SWT
Hilo	A	38001	15749	11029	11961
	b	-0.38	-0.32	-0.27	-0.27
Cordón	A	48764	25211	13000	12537
	b	-0.39	-0.36	-0.28	-0.27
Hilo + Cordón	A	41077	18348	11621	12129
	b	-0.38	-0.33	-0.27	-0.27

4. CONCLUSIONES

“La simplicidad es la máxima sofisticación”.
Leonardo Da Vinci

Este capítulo comenta las principales conclusiones que se pueden extraer de los trabajos desarrollados. Por un lado, se comentan las conclusiones del Anexo A en el que se ha estudiado un paliativo en fretting. Por otro lado, se comentan las conclusiones de los Anexos B y C, donde se ha diseñado un equipo para ensayar cables, se han realizado diversos ensayos y posteriormente se ha definido un método de predicción de vida para los mismos ante fuerzas de flexión y axiales.

4.1. Paliativo

Se ha estudiado la influencia de introducir uno o tres huecos en un par de contacto cilíndrico como paliativo en fretting. Los parámetros geométricos que definen el tamaño y posición de los huecos se han analizado para distintos coeficientes de rozamiento y distintos tamaños de la zona de deslizamiento, alcanzando resultados satisfactorios.

En base a dichos resultados puede decirse que una mejora significativa puede alcanzarse independientemente del coeficiente de fricción empleado. Aunque las posiciones óptimas de los huecos dependen directamente del mismo, es posible reducir el parámetro de daño y por tanto mejorar el comportamiento a fretting de los componentes.

Reducciones de hasta el 50% en términos del parámetro de SWT se han alcanzado, lo que se traduce en una mejora importante de la vida a fatiga.

El caso de tres huecos produce resultados más realistas, puesto que, de acuerdo a la geometría de los huecos, ambos extremos de la zona de contacto se tienen en cuenta

Desde el punto de vista de un ensamblaje, la configuración de los tres huecos es más interesante porque evita problemas que pueden aparecer en una aplicación real. Como pueden ser los cambios en la posición relativa de los huecos respecto de la zona de contacto, tanto por desalineamiento de ambos componentes como por la modificación de la geometría debido al fenómeno de desgaste.

Como trabajos futuros se pretenden tener en cuenta huecos más realistas y no ideales. Este paliativo está pensado para ser fabricado mediante fabricación aditiva, lo que conlleva una rugosidad superficial interna de los huecos que puede ser perjudicial. También se desea aplicar este método a componentes sometidos a fretting fatiga y a ensamblajes reales, como el sistema eje-cubo con ajuste a presión.

4.2. Cordones.

Un nuevo sistema para ensayar cables y cordones se ha diseñado. El sistema es capaz de realizar diferentes tipos de ensayos aplicados a diferentes configuraciones de cables. Cargas axiales y de flexión cíclicas pueden aplicarse simultáneamente. El fallo de los cables en las cercanías de los elementos de sujeción se ha evitado, provocando el fallo en la longitud libre del mismo. El sistema de control desarrollado permite detener los ensayos cuando se detecta el fallo de un hilo. Aunque el sistema de sujeción empleado impone algunas limitaciones, así como el sistema de control de los actuadores, buenos resultados se han obtenido con los primeros ensayos realizados con un cordón de acero inoxidable de siete hilos, demostrando consistencia en términos de carga y vida a fatiga.

El uso de un microscopio electrónico de barrido después de los ensayos suministra más información acerca de las caras de fractura y de las zonas de contacto entre hilos. Los resultados obtenidos con el primer cordón ensayado sugieren que el fallo del mismo no es producido por el fenómeno del fretting. El contacto es continuo a lo largo del cordón, lo que implica que las fuerzas de contacto son homogéneas a lo largo de toda la longitud. La principal conclusión obtenida del presente trabajo es que, si se evita el fallo en el elemento de sujeción, el fallo no es producido por el contacto.

En vista de estos resultados el dispositivo da la oportunidad de avanzar para una

mejor comprensión del fretting fatiga y el fallo en cables y cordones en el futuro. Gracias a la versatilidad del equipo se pretenden llevar a cabo nuevos ensayos con configuraciones de cables y cordones más complejas donde se tengan en cuenta los dos tipos de contacto observados, continuo y cruzado.

Por otro lado, mediante un modelo numérico se han determinado las tensiones producidas durante los ensayos. Para ello se ha desarrollado un modelo de elementos finitos completo, en el que se ha definido fielmente la geometría, el comportamiento y las condiciones de contorno observadas.

Combinando los resultados numéricos y experimentales se han obtenido diferentes curvas de predicción de vida. Los resultados del modelo FEM son consistentes con el tipo de fallo observado, debido a las tensiones globales y no al fenómeno del fretting. Los mayores valores de tensión, normales a la superficie de fractura, se observan lejos de las zonas de contacto entre hilos.

Por último, la curva S-N del material es comparada con las tensiones obtenidas de cada simulación, teniendo en cuenta el comportamiento elastoplástico del material. Un buen grado de acuerdo se ha obtenido con diferentes curvas, para las que se han empleado diferentes métodos que tienen en cuenta el efecto de la tensión media.

Concluyendo que, si el fallo de un cordón de 7 hilos se evita en los elementos de sujeción, el fallo es producido debido a las tensiones globales producidas y se localiza en el punto de mayores tensiones provocadas por la combinación de las cargas axiales y de flexión. Por lo tanto, las condiciones de contorno del cordón son vitales para la vida a fatiga, específicamente las relacionadas con el sistema de sujeción. Adicionalmente, la vida a fatiga de cordones de acero sometidos a flexión y tracción puede determinarse conociendo la curva S-N del material y utilizando un sencillo modelo numérico.

ANEXO A

Revista: Fatigue and Fracture of Engineering Materials & Structures

Título: Voids as stress relievers and a palliative in fretting

Volumen: 41 (12)

Páginas: 2475-2484

Año: 2018

Estado: Publicado

DOI: <https://doi.org/10.1111/ffe.12849>

Factor de impacto 2017: 2.533

JCR ranking 2017: 30/128 (Q1, T1)

Factor de impacto 2018: 2.555

JCR ranking 2018: 41/129 (Q2, T1)

VOIDS AS STRESS RELIEVERS AND A PALLIATIVE IN FRETTING

D. Erena*, J. Vázquez, C. Navarro, J. Domínguez

E.T.S.I. Universidad de Sevilla, Camino de los Descubrimientos s/n, 41092 Sevilla,
España

* Corresponding author: deg@us.es

ABSTRACT

There are several procedures used to increase fatigue life of components suffering from fretting, certain of which involve the modification of the surface material properties or the generation of compressive residual stresses near the surfaces in contact. Moreover, relatively little attention has been paid to the situation in which the contact pair stiffness is modified by changing the geometry of the components. The present paper describes an analysis of the possible beneficial effects on the fretting life of introducing voids inside the material of the components under fretting conditions. From a 3D perspective, this manufacturing characteristic is difficult to achieve using conventional techniques, although additive manufacturing could achieve this easily. A numerical analysis of a typical cylindrical contact configuration in fretting is simulated, with the novelty of introducing circular holes beneath the half-plane surface. These holes change the contact pair stiffness, leading to a decrease in the surface contact stress field.

KEYWORDS: fretting, voids, numerical model, cylindrical contact, palliative

NOMENCLATURE a = half-width contact zone, b = one-hole horizontal position, c = stick zone, E = elastic modulus, l = vertical ligament, d = three hole's horizontal ligament, N = normal load per unit thickness, p_0 = maximum contact pressure, Q = tangential load per unit thickness, R = punch radius, r = hole radius, SWT = Smith-Watson-Topper parameter, σ_n = normal stress, ϑ = material plane degree, $\Delta\varepsilon$ = strain amplitude, μ = friction coefficient

1. INTRODUCTION.

Fretting is a damage phenomenon that may occur on surfaces pressed together and subjected to varying loads. In addition to the bulk stress, the contact induces an important local stress field. These stresses in junction with friction and relative displacements between surfaces lead to different types of damage, such as wear, oxidation and crack nucleation [1].

Various works have shed light on different palliatives in fretting fatigue [2-6]. The fretting palliatives can be divided between those that modify the geometry to change the contact stress/strain fields (e.g., knurling, surface texturization, and roughness), those that modify the surface and near surface material properties (such as hardness and friction coefficient), and those that introduce residual stresses. This paper focuses strictly on the geometric modification of the contacting elements that mitigate, to the extent possible, the influence of fretting on crack initiation. Specifically, the proposition of this paper is that the introduction of a void inside the material and beneath the contact zone can improve the fatigue life in fretting. This approach is linked to the current progress achieved in additive manufacturing (AM) that has enabled almost any type of geometrical configuration to be made quickly, accurately and with the use of a wide variety of metals, such as steel, aluminium and titanium. In many cases, the shapes obtained by AM attempt to optimise the strength/weight ratio for a certain component. However, at present, AM is a field still under development that lacks data regarding the mechanical behaviour of the materials produced using this technique. The fatigue behaviour of the material manufactured in the traditional manner differs from the behaviour of components created using additive manufacturing [7]. This difference is mainly related to the method of manufacturing, i.e., depositing materials layer by layer, causing an apparent anisotropy to the component, as well as the appearance of defects. In general, the new material produced using AM is not completely homogeneous and must be heat-treated to improve its mechanical properties [8]. However, there is no doubt that in the near future, AM will be a highly interesting manufacturing process for many different applications. The complex shapes that can be produced in addition to the continuous reduction of prices of AM technology will allow it gain a strong foothold in the manufacturing market; therefore, it is important to study the benefits that AM may offer. The case analysed in this paper is two-dimensional; therefore, AM is not required in a real situation. In fact, it is in real three-dimensional problems where the additive manufacturing would be necessary for the introduction of voids inside the material to improve fretting life, for example, a toroid in a shaft. Thus, this report describes a preliminary study to investigate the viability of such a solution in more realistic cases.

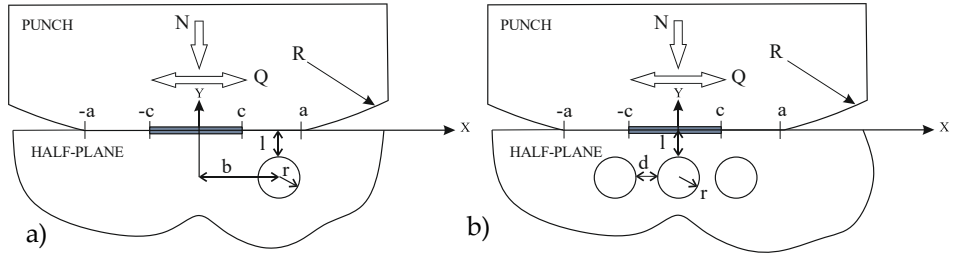


Figure 1. Geometry and parameters: (a) one hole and (b) three holes.

Regarding the fretting phenomenon, in the literature, the case where a bulk load is applied to one of the solids in contact is usually differentiated from the case where there is no bulk load applied [9-10]. As a first approximation to the palliative proposed in this paper, only the second case will be analysed, i.e., the case without a bulk load. The geometry analysed is the usual fretting test, in which two elements are placed in contact: one element has a cylindrical contact surface, and the other has a flat one. In this test, a constant normal load per unit thickness, N , is applied to the body (contact pad) having the cylindrical surface. Next, an oscillatory tangential load, Q , is applied to the contact pad, as shown in *Figure 1*. Test experience shows that cracks will always appear close to the edge of the contact zone [11].

Based on these results, the idea of introducing one or more holes in the vicinity of these zones to modify the contact strain and stress fields arose. Therefore, the main goal of this paper is to assess under what conditions the introduction of those voids could be beneficial or not in terms of fretting life.

To analyse the behaviour of this new geometry, a combination of different values of the parameters, as shown in *Figure 1a* and *Figure 1b*, are used. The values of the geometrical parameters are referred to the half-width of the theoretical contact zone, a , which describes the contact zone between a cylinder and a half-plane and is given by *Equation (1)*.

$$a^2 = \frac{8RN(1-\nu^2)}{\pi E} \quad (1)$$

where R , is the radius of the cylinder, ν is the coefficient of Poisson, and E is the Young's modulus.

To obtain several initial conclusions using a simple geometry, the influence of the position and size of a single hole are studied. Because the loads are symmetric, two holes should be considered, with one under each contact edge; however, to simplify

the initial model as much as possible, only one hole under the right edge is considered. Second, a case with three equally spaced holes, centred with respect to the contact zone, is analysed. This new geometry will require the introduction of a new parameter, d/a , as shown in *Figure 1b*. In fact, in real cases, it will be more interesting to introduce a complete line of holes instead of a unique hole close to the edge of the contact zone because it is difficult to determine the exact point of contact between two components subjected to the action of fretting. During the service life of a component, the edge of the contact zone, i.e., the point of initiation of cracks, can vary because of the variations of the loads and the slip regime, as well as the change in geometry by fretting wear. Therefore, three holes are considered to be a simplified representation of a complete line of n holes equally spaced at a distance d .

Using a series of finite element models, the fretting behaviour for different cases with different relative positions (l/a , b/a and d/a), relative sizes of the hole (r/a) and load regimes ($Q/\mu N$) are simulated. The load regime is defined by $Q/\mu N$, a parameter that governs the size of the stick zone, according to *Equation (2)*.

$$\frac{c}{a} = \sqrt{1 - \left| \frac{Q}{\mu N} \right|} \quad (2)$$

where c is the stick zone half-width. The results obtained in this equation should be considered to be preliminary results that pave the way to the study of a system subjected to bulk loads (fretting fatigue) and 3D problems.

Although an analytical study has been performed considering a contact pair similar to the one considered in the present study [12], they analysed the influence of a hole or an inclusion on the contact stress/strain field produced in a global sliding regime assuming a rigid punch. The results of the aforementioned work showed that the influence of both features cause important alterations in the contact distributions of normal stresses, showing in the case with a centred void, that a reduction in the contact pressure could be achieved. The conditions studied in the present paper are different; thus, it is not possible to use their analytical result to analyse the fretting behaviour of the contact pair considered in this study. However, the previous research supports the initial concept that gave rise to this study: if the holes are able to modify (diminishing) the normal contact stress distribution, near the contact surface a decrease of the direct stress distribution is expected.

2. FINITE ELEMENT MODEL DESCRIPTION.

Three different geometries are modelled and simulated. One of these geometries is the common case of the pair of contact objects consisting of a cylinder and a homogeneous half-plane (*Figure 2a*); this case will be used as a basis to compare the results with respect to the cases with one and three holes. In addition, this model is used to compare its results with those obtained by analytical models [13], thereby certifying its validity. The other two models reproduce the behaviour of the system including one or three holes, as shown in *Figures 2b* and *2c*, respectively. The models are implemented while ensuring a coincident mesh in the contact zone to avoid numerical problems (*Figure 3*)

All finite element models have a width and a height that are ten times the size of the contact zone, a . This feature ensures a behaviour similar to that of a half-plane [14]. The material constants used in the models correspond to the typical properties of steel, as described in *Table 1*. The behaviour of the material is considered linear-elastic, and plane-strain conditions are assumed. The reasons for using a 2D model are twofold: first, it reduces the computational cost; second, it facilitates comparison, for the case without hole, of the numerical results with the analytical results, thus validating the model.

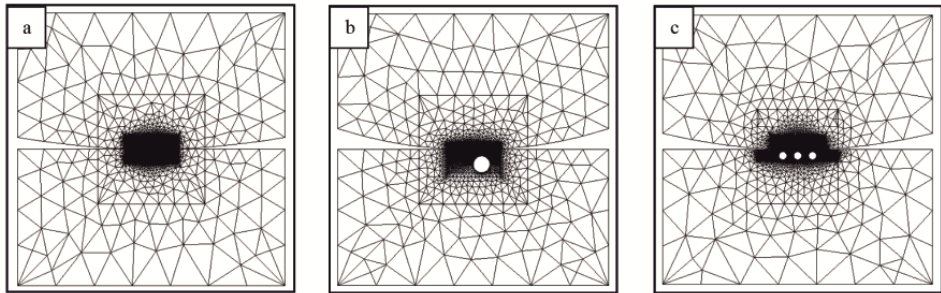


Figure 2. Finite element model mesh: (a) without hole, (b) one hole, and (c) three holes.

For the simulations, the forces are applied in three steps. In the first step, a normal load, N , is applied, keeping it constant for the remaining steps. In the second step, a tangential load, Q , is applied to the left. In the third step, the same tangential load is applied, but in this case, it is to the right. With this load sequence, a fretting cycle is reproduced. Regarding the boundary conditions, in the lower part of the half-plane, the horizontal and vertical movements and the rotations are restricted. Moreover, the punch boundary conditions vary from the first step to the second and third load

steps. In the first step, the horizontal movements and rotations are restricted. In the second and third load steps, it is necessary to remove the horizontal displacement restriction, which is applied directly to a master node that controls the movement of all the nodes lying at the top of the punch.

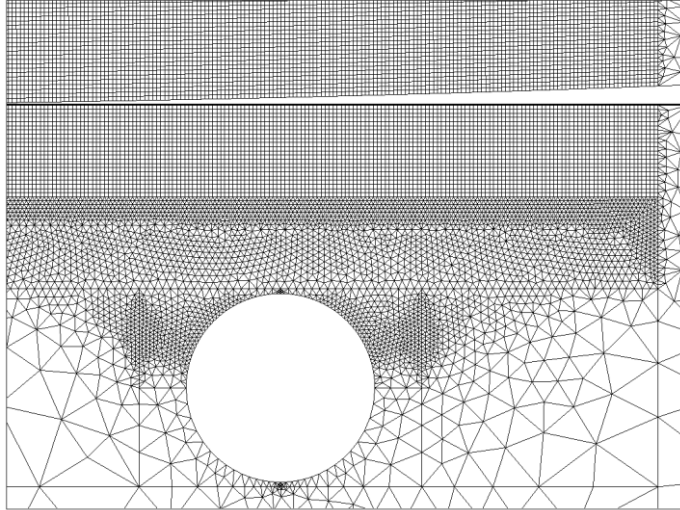


Figure 3. Finite element model, contact area, and hole detail.

Table 1. FEM model parameters.

Punch radius, R	10 mm
Young's modulus, E	210 GPa
Poisson's coefficient, ν	0.3

The simulations are performed using the commercial software ANSYSTM 15. The element type used for modelling the components is the PLANE182, which is a 2D plane element, with two degrees of freedom at each node (translations in the nodal x and y directions), linear formulation and two element shapes, triangular and quadrilateral. It can be used as either a plane stress element or a plane strain element. The near contact zone is modelled with quadrilateral elements while the rest of the model is meshed with triangular elements; those fits better when holes are introduced. According to plane elements, elements CONTA171 and TARGE169

are used to model the contact pair by default. The contact formulation used is the Augmented Lagrange method because of its well behaviour when friction is contemplated. The value of N is fixed for all simulations at 500 N/mm, that for the case without hole produces a maximum contact pressure, p_0 (see Equation (3)), about 1354 MPa and a contact half-width of 0.235 mm. The contact half-width is discretized with 150 elements, with the length of each element being approximately 1.5 μm . Depending on the size, number and positions of holes, the total number of elements in the model ranges from 40000 to 160000. For meshing purposes, the contact zone in the model is defined as two times the theoretical contact zone.

$$p_0 = \frac{2N}{\pi a} \quad (3)$$

3. DATA ANALYSIS.

To determine whether the influence of the hole is favourable, it is necessary to establish a comparison criterion between cases with holes and cases without holes. In this work, the value of the SWT multiaxial fatigue parameter is considered as a fatigue criterion [15] but using the procedure developed by Vázquez et al [16]. The SWT parameter is a critical plane method, which looks for the most unfavourable value of the parameter through all possible material planes. The equation defining the SWT parameter for a non-proportional loading case is shown in Equation (4) [17].

$$\text{SWT} = \left(\sigma_n \frac{\Delta \varepsilon}{2} \right)_{\max.} \quad (4)$$

The SWT parameter is analysed through all the model to ensure that the maximum value of the SWT parameter is close to the contact edge and not next to the holes. An example is shown in Figure 4 for a case in which, $r/a=0.8$, $l/a=1.2$ and $d=0.1$. The parameter is obtained during a load cycle, from $-Q$ to Q . The results show that the highest values of the SWT parameter are located close to the contact edge, while near the holes this value is negligible or zero, because the stresses around the holes are almost static.

Figure 5 shows a schematic representation of the method. First, the SWT parameter is analysed through all the model to ensure that the maximum value of the SWT parameter is close to the contact edge and not next to the holes. Then, it is necessary to seek the most unfavourable point at the contact surface, which is considered to be the one producing the greatest value of the SWT parameter. This point is

considered to be the origin of different lines distributed homogeneously between $\theta = 60^\circ$ and $\theta = -60^\circ$ (one line every degree) with a specified length of $25\ \mu\text{m}$. In addition, two more lengths were analysed (12.5 and $50\ \mu\text{m}$), showing that the results obtained in those cases were quite similar. Therefore, the intermediate value of $25\ \mu\text{m}$ was assumed because the influence of this parameter is almost negligible.

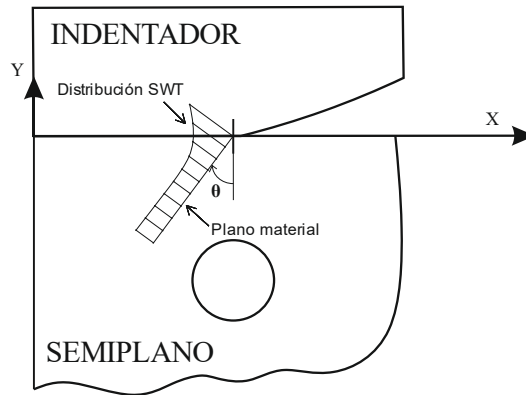


Figure 4. Finite element model, SWT parameter.

These material lengths have been considered based on values given by the El-Haddad's parameter for a wide variety of steels.

Next, the SWT parameter is calculated along each of the lines at different points, but with the peculiarity that, for all of these points, the orientation of the material plane considered to evaluate the parameter is not the critical one, i.e., according to Equation (4), but is the one that coincides with the orientation imposed by the θ orientation.

Next, the average value of the SWT parameter along each line is calculated, and the line having the highest mean value of the parameter is considered to be the most likely to initiate cracks. Figure 6 depicts the average value vs. θ for contact pairs having a single hole and those without the hole. This figure also shows the angles, θ , of the lines where the maximum average value of the SWT occur for some of the cases analysed.

Hereafter, the SWT parameter mentioned in this work refers to the maximum mean value of the parameter calculated by this method.

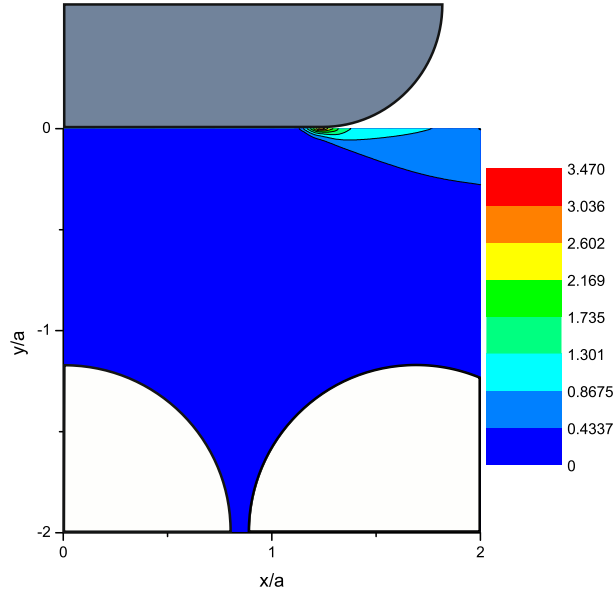


Figure 5. Crack initiation analysis procedure.

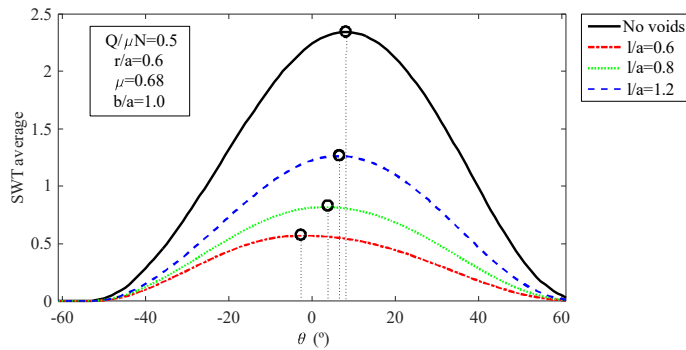


Figure 6. SWT average as a function of the orientation.

4. SIMULATIONS.

The choice of a constant friction coefficient is complex because it varies during a fretting test. In the case of steel, the constant friction coefficient starts with a value of approximately 0.2; with the increase in the number of cycles, μ tends to stabilise between 0.55 and 0.8 [18]. To check the influence of this parameter, two different values of the friction coefficient are analysed: one of the values is $\mu = 0.2$, and the

other value considered for μ is the average of 0.5 and 0.8, i.e., 0.675. In this manner, it is possible to reproduce approximately the actual behaviour of steel in a fretting situation.

Based on the situation described above, three different types of simulations are conducted. First, 80 cases with one hole and a friction coefficient of 0.675 are studied; all these cases are obtained by all possible combinations of the parameters of *Table 2*. Similarly, 60 cases are analysed for situations with one hole and $\mu = 0.2$ according to the parameters shown in *Table 3*. Once these cases are analysed for a fixed value of $b/a = 1$, the best cases for each load state and for both friction coefficients are also studied for two new configurations $b/a = 0.8$ and $b/a = 1.2$, i.e., 16 more simulations with 8 for each value of μ .

Table 2. Simulation parameters (One hole, $\mu = 0.675$).

$Q/\mu N$	0.2	0.5	0.8	1.0		
l/a	0.15	0.3	0.6	0.8	1.2	
r/a	0.15	0.3	0.6	0.8		

Table 3. Simulation parameters (One hole, $\mu = 0.2$).

$Q/\mu N$	0.2	0.5	0.8	1.0		
l/a	0.15	0.3	0.6	0.8	1.2	
r/a	0.15	0.3	0.6			

Table 4. Simulation parameters (Three holes, $\mu = 0.675$).

$Q/\mu N$	0.2	0.5	0.8	1.0		
l/a	0.15	0.3	0.6	0.8	1.2	1.5
r/a	0.15	0.3	0.6	0.8		
d/a	0.1	0.3	0.5			

Finally, the last type of simulations examines the influence of introducing three holes. These simulations are obtained by all possible combinations of the values shown in *Table 4*. In addition to the parameters studied for one hole cases, a new parameter defining the distance between holes, d , must be added (see *Figure 1*). In this work, cases with values of $d/a = 0.1, 0.3$ and 0.5 have been analysed, resulting in a total of 288 more simulations, not all of which are shown here. All these cases were simulated for $\mu = 0.675$ because it is the most realistic value of the parameter. For all of the simulations close to total sliding ($Q/\mu N = 1$), a value slightly smaller than the unit must be used to avoid convergence problems ($Q/\mu N = 0.98$).

5. RESULTS.

This section presents and discusses the simulations results. These results are divided into two blocks. The first block is comprised of those simulations performed with a single hole, the centre of which is placed below the surface, close to the right contact edge. Three groups of results are shown in this block: $\mu = 0.675$, $\mu = 0.2$ and those cases showing the influence of the horizontal position of the hole centre, b/a . Finally, the second block shows the results obtained for those cases with three holes.

5.1. BLOCK 1. GROUP 1 RESULTS.

This section presents the results with a single hole just below one of the contact edges ($b/a = 1$) and with $\mu = 0.675$.

Figure 7 show the variation of the SWT maximum value with respect to the case without hole. This variation is calculated as a percentage variation of the SWT parameter.

Each graph of *Figure 7* represents a different size of the stick zone, c/a : 0, 0.45, 0.71 and 0.89, corresponding to $Q/\mu N = 1, 0.8, 0.5$ and 0.2 , respectively. Each graph shows 20 cases corresponding each one to a different combination of the parameters l/a and r/a from *Table 2*. Each point represents the highest average value of the SWT obtained for each of the configurations, as shown in *Figure 6*. These values therefore correspond to the material plane more prone to initiate a crack.

As a general trend, it can be said that introducing a hole, the SWT parameter decreases, i.e., fretting life with the proposed method could be increased; thus, the hole may be considered to be palliative. Examining the largest reduction of the SWT parameter value, it is possible to draw the general conclusions that r/a and l/a

must be greater than or equal to 0.6 to obtain improvements (decrease in the fatigue parameter value) greater than 20%. Consequently, it is possible to discard those geometries with the two smaller radii and ligaments because, in these cases, the improvements are least noticeable; furthermore, they could be harmful in specific cases. Checking the ratio l/r in improved cases, it is observed that this new parameter is in the range of 0.75 to 2. With these three conditions, a decrease in the maximum value of SWT is ensured that likely could result in an increase of fretting life. The decrease in the multiaxial fatigue parameter, as shown in *Figure 7*, is not the same for all $Q/\mu N$ cases. In the case of $Q/\mu N$ equal to 0.2, it is more interesting to consider values of l/r greater than 1.3, thus ensuring a reduction in the SWT parameter of approximately an 80%. For higher values of $Q/\mu N$, such as 0.5, 0.8, and 1, values of l/r less than 1.3 produce better results, ensuring a minimum decrease of the parameter between 70% ($Q/\mu N = 0.5$) and 30% ($Q/\mu N = 1.0$).

5.2. BLOCK 1. GROUP 2 RESULTS.

The results presented in this section correspond to a friction coefficient equal to 0.2. As stated above, in the case of steel, this value of μ does not represent the actual value in a fretting situation in a steady state condition; however, the first fretting cycles approximately correspond to this value.

Figure 8 show the results for these simulations. In a similar fashion as previous group with $\mu = 0.675$, the most interesting combinations are achieved with ligaments greater than 0.6 times the half-width of the contact zone ($l/a > 0.6$). However, in these cases, it is not easy to identify a general conclusion regarding the hole radius. Overall, with the appropriate geometric parameter combination, an improvement of approximately 80% can be achieved in all cases. As seen, the behaviour is not similar to the behaviour of the group with $\mu = 0.675$; thus, it is possible to say that the variation of the coefficient of friction significantly influences the behaviour of the system. No clear pattern is observed between both groups or between the different load states of this group results.

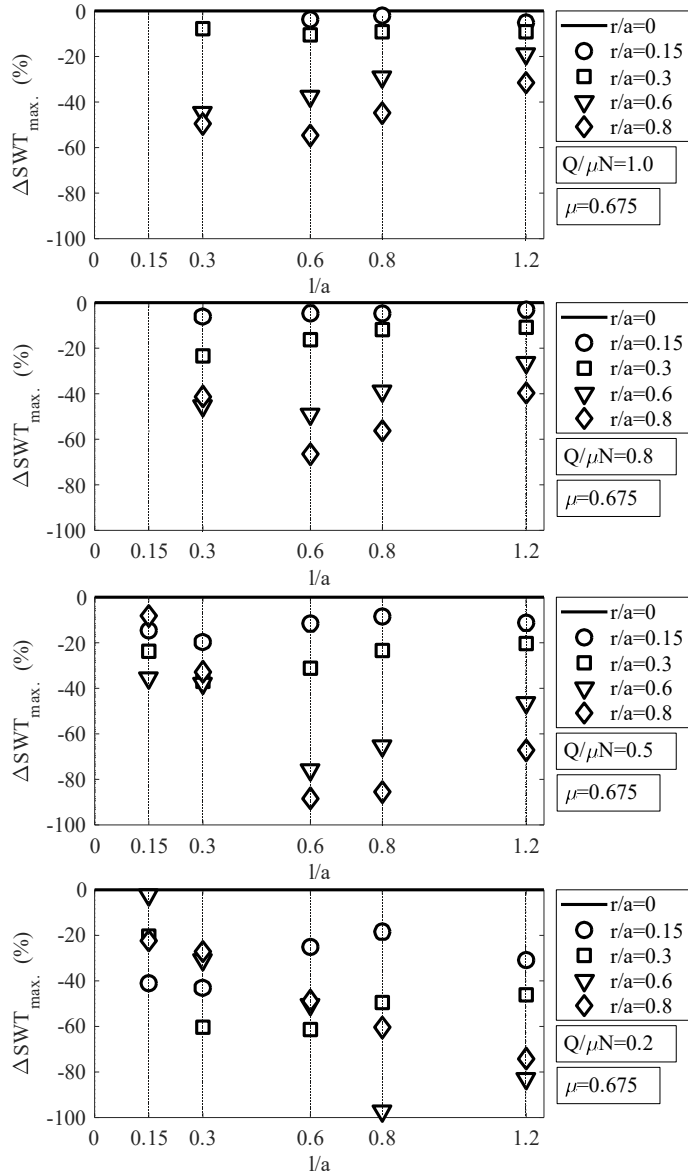


Figure 7. $\Delta\overline{SWT}_{max}$ results for group 1, $\mu = 0.675$.

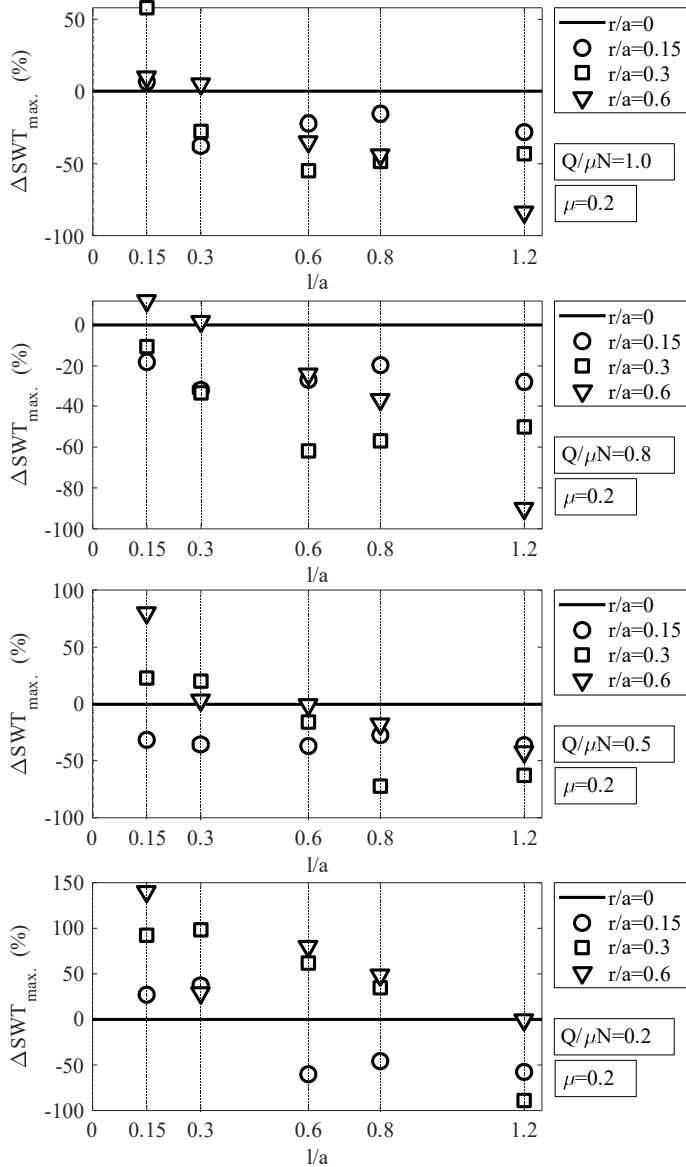


Figure 8. $\Delta\overline{\text{SWT}}_{\text{max}}$ results for group 1, $\mu = 0.2$.

5.3. BLOCK 1. GROUP 3. OPTIMAL HORIZONTAL POSITION.

Once the parameters l and r have been optimised for $b/a = 1$, it is possible to study the influence of b/a . Those configurations that produce the greatest decreases of the SWT parameter for each of the values $Q/\mu N$ are analysed. For such configurations, in addition to the initial hole centre position, $b/a = 1$, two new positions: $b/a = 0.8$ and $b/a = 1.2$ are studied. Figure 9 shows for $\mu = 0.675$, the results obtained in these simulations. Analysing Figure 9, no clear pattern is observed regarding the influence exerted by the horizontal position of the hole centre. In general, $b/a = 1$ is considered a good choice because this value of b/a is always close to the best option if it is not itself the best.

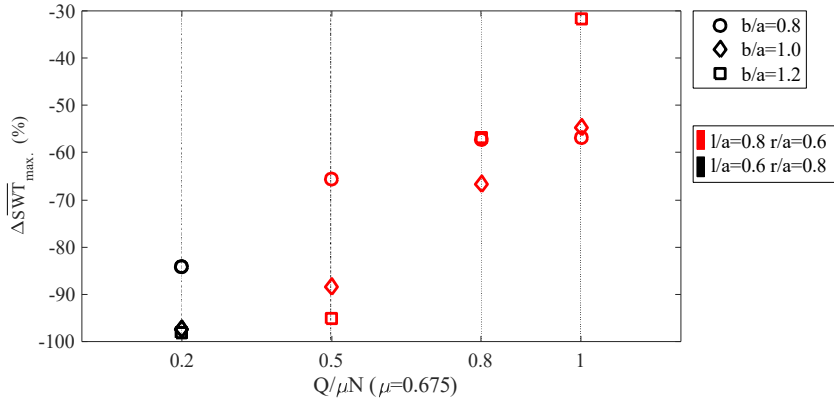


Figure 9. $\Delta \overline{SWT}_{max}$. results for different horizontal positions of the hole with $\mu = 0.675$.

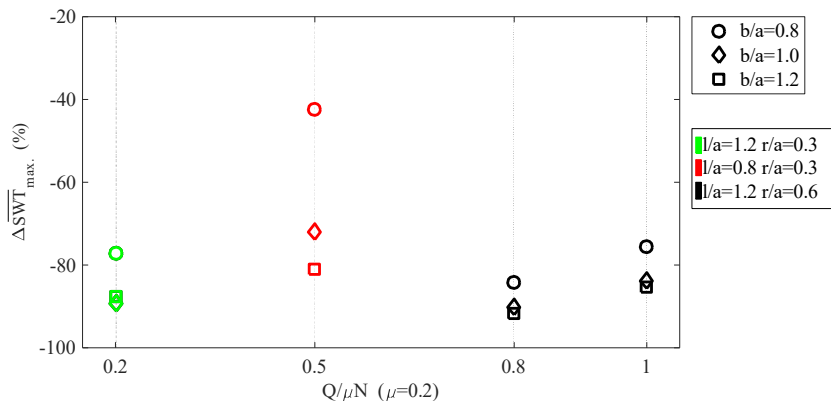


Figure 10. $\Delta \overline{SWT}_{max}$. results for different horizontal positions with $\mu = 0.2$.

The results considering $\mu = 0.2$ are shown in *Figure 10*. The results displayed in this figure exhibit no clear or apparent pattern. However, arguably, a value of $b/a = 1$ generally yields good results, being always at least the second best option. Furthermore, it is possible to state that in all cases, the position $b/a = 0.8$ worsens the behaviour of the system.

5.4. BLOCK 2. THREE HOLES' RESULTS.

After demonstrating the potential of the proposed palliative, the behaviours for cases with three holes below the contact zone are analysed. In this section, only the value of $\mu = 0.675$ is considered.

The results in these cases show a similar trend to those previously obtained in the case of a single hole: both radius and ligament must be greater or equal to 0.6 times the half-width contact zone. In addition, for these cases, a new ligament size, $l/a = 1.5$, is included to find the upper limit of this parameter. *Figure 11* shows the results obtained, directly discarding cases with $r/a < 0.6$ and $l/a < 0.6$. As shown in this figure, all parameter combinations used for those simulations showed ensure a decrease in the damage parameter. Overall, the results show that moving the holes away from the surface up to a value of $l/a = 0.8-1.2$ significantly improves the behaviour. For values $l/a > 1.2$, the benefit of the holes begins to decrease slightly. However, this pattern is not fulfilled in the case having the lowest fretting load ratio ($Q/\mu N = 0.2$), in which the best results are obtained precisely for $l/a = 1.5$. Based on *Figure 11*, it is possible to slightly modify the general conclusions obtained for a single hole, in particular, the interval defined above for l/a , which should be between 0.6 and 1.2. None of the cases where $l/a = 0.6$ offer the best improvements if compared to other ligament sizes. For this reason, it is possible to redefine the criterion limiting the value of l/a between 0.8 and 1.2 for this block of simulations.

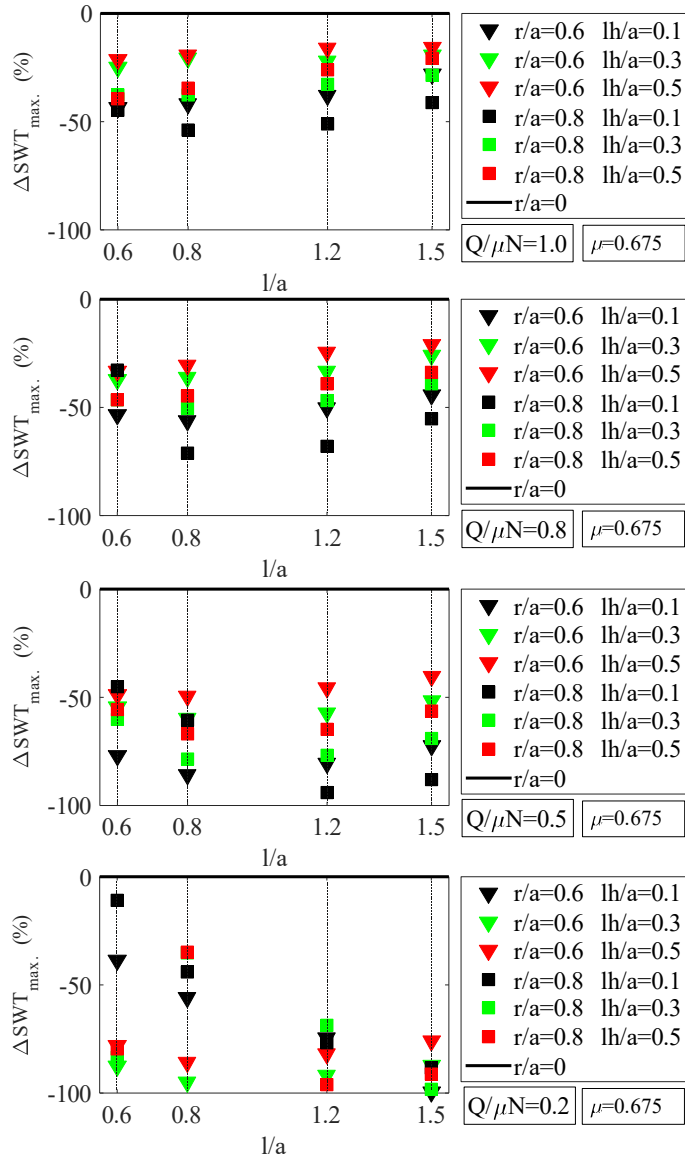


Figure 11. $\overline{\Delta \overline{SWT}}_{max}$ results for three holes with $\mu = 0.675$.

Focusing on the d/a parameter, i.e., in the parameter that characterises the distance between holes (see *Figure 1b*), in general, the following can be stated: the smaller the distance d , the better the behaviour for cases where $Q/\mu N \geq 0.5$. As in previous analyses, for the highest value of the size of the stick zone ($Q/\mu N = 0.2$), the general conclusions do not apply; in such cases, better results are obtained if the holes are slightly more separated. The best cases shown in *Figure 11* are those with the largest radius and the smallest horizontal ligament, d . However, the vertical ligament sizes are not the same. For cases with $Q/\mu N = 1.0$ and 0.8 , l/a reaches its optimum value at 0.8 , when $Q/\mu N = 0.5$, and the best performance is achieved for $l/a = 1.2$. In the case of $Q/\mu N = 0.2$, although with a different radius and horizontal ligament, the value of l/a offering the best results is 1.5 . Thus, it can be said that, the greater the load, the closer should be the holes to the contact surface, always meeting the condition described in the previous paragraphs ($0.8 \leq l/a \leq 1.2$ and $0.6 \leq r/a \leq 0.8$).

Note that, as load ratio $Q/\mu N$ increases, lower reductions are achieved in the SWT parameter. In the best of all cases, a decrease of approximately 90% is reached; this occurs in the case with the largest sticking area ($Q/\mu N = 0.2$). In contrast, the worst case is that close to the global slip regime, attaining a maximum decrease in the SWT parameter of approximately 50%.

5.5. COMPARISON BETWEEN BLOCKS. ONE VS. THREE HOLES.

This section compares the difference between cases having one and three holes to establish which of the two situations produces a better performance. *Figure 12* shows the same results as *Figure 11* but also include results with one hole ($r/a = 0.6$ and $r/a = 0.8$). Coloured symbols correspond to the cases of three holes, and the black symbols correspond to the cases of a single hole situated at a distance $b/a = 1$. Clearly, in general, for the same value of r/a and l/a , higher decreases of the damage parameter can be achieved in cases with three holes, although it is also true that in certain cases, a single hole is slightly better. However, in general and from a practical point of view, as was discussed in a previous section, it is certainly better to make several holes instead of only one to decrease, to the extent possible, the influence of fretting.

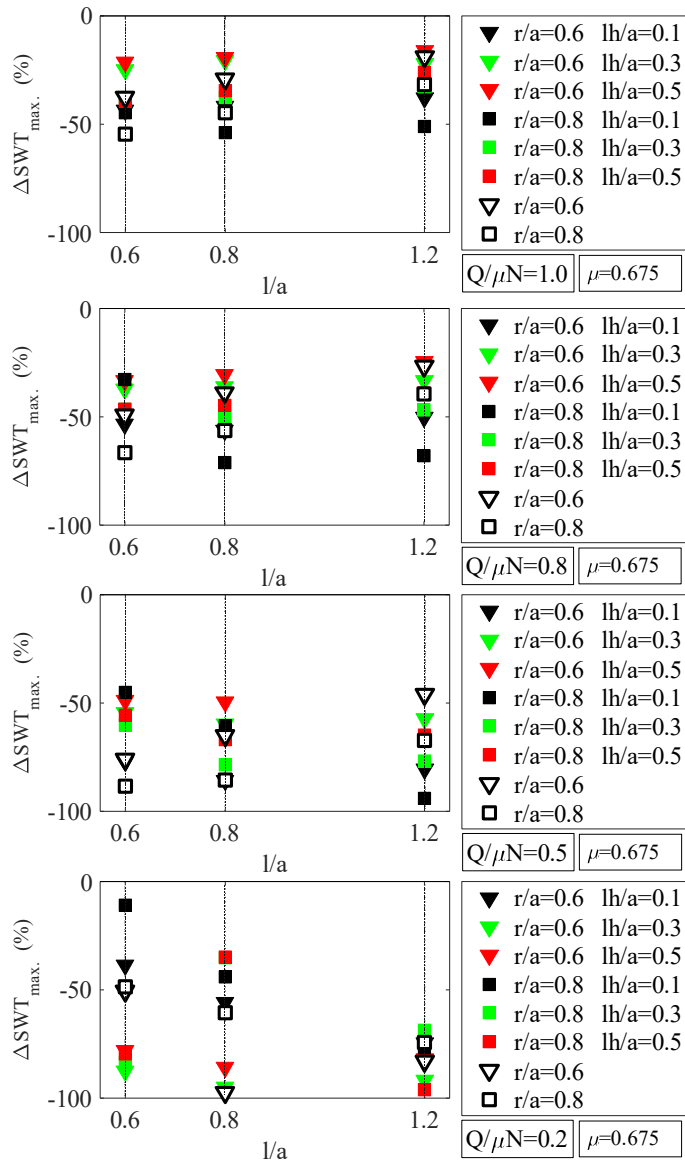


Figure 12. $\overline{\Delta\text{SWT}}_{\text{max}}$ results for three and one holes with $\mu = 0.675$.

The physical insight of these results could be explained taking into account Flamant's equations. In partial slip regime the shear stress distribution, $\sigma_{xy}(x,0)$, is a function of the contact normal pressure distribution, $\sigma_{yy}(x,0)$, thus a reduction in the values of $\sigma_{yy}(x,0)$ leads to a decrease in $\sigma_{xy}(x,0)$. Additionally, in a solid half-plane the direct stress at the contact edge ($x = a$) is calculated using Flamant's equation (Equation 5).

$$\sigma_{xx}(a, 0) = -\frac{2}{\pi} \int_{\text{contact}} \frac{\sigma_{xy}(s, 0)}{(s - a)} \quad (5)$$

This equation shows that a decrease in the distribution $\sigma_{xy}(x,0)$ around the contact edge will produce a reduction in $\sigma_{xx}(a,0)$. In view of Equation (5), the values of $\sigma_{xy}(x,0)$ near $x = a$ contribute more to the value of $\sigma_{xx}(a,0)$ than the values of the opposite side of the contact zone. In the geometry with holes, the behaviour is no longer described by the above integral, but in some manner it is similar. Thus, a decrease in $\sigma_{yy}(x,0)$ around the contact edge will produce a reduction in $\sigma_{xy}(x,0)$ at that zone, and thus leading to a decrease of the direct stress at the contact edge, $\sigma_{xx}(a,0)$.

Another side effect due to the holes, is that a longer contact length is obtained; in such situation the half-plane stiffness near the holes is lower than the stiffness in the solid half-plane case. This lower stiffness, and due to force equilibrium considerations, causes that the surface normal stress distribution $\sigma_{yy}(x,0)$, and therefore also $\sigma_{xy}(x,0)$, reach lower values than in the case without holes, and thus producing an additional decrease in the value of the direct stress

6. CONCLUSIONS.

The influence of the introduction in a component of a hole or three holes as a palliative in a fretting with cylindrical contact was analysed. The geometrical parameters defining the size and position of the holes, the coefficient of friction, the size of the slip zone and the number of holes have been varied to achieve certainly satisfactory results. Based on the results here obtained, a priori it can be said that a significant improvement can be made, regardless of the coefficient of friction. Although the optimum positions of the holes depend directly on the friction coefficient, it is possible to decrease the damage parameter and thus enhance the fretting behaviour. Reductions of more than 50% in SWT multiaxial fatigue parameter have been achieved, which means that important improvements in fatigue life could be obtained.

The three-hole case provided more realistic results because, according to the geometry of the holes, both edges were taken into account; the results using the proposed palliative method were improved significantly compared to the one-hole case. From the assembly point of view, such a case is attractive because it avoids problems that in practice could: 1) change the relative position of holes with respect to the contact area (such as the variation of the geometry caused by wear), 2) vary the length of the vertical ligament, or 3) simply not allow proper alignment in the contact assembly.

Future work will deal with non-ideal holes: internal surface roughness or deformations due to typical treatments performed on components fabricated with additive manufacturing [19]. Also, a more complex situation with the component subjected to bulk stress will be studied.

ACKNOWLEDGEMENTS.

The authors wish to express their gratitude to the Ministry of Economy and Competitiveness for funding the research of the DPI2014-59160-P project.

REFERENCES

- [1] Waterhouse RB. Fretting fatigue. London: Applied Science; 1981
- [2] Vázquez J, Navarro C, Domínguez J. Experimental results in fretting fatigue with shot and laser peened Al 7075-T651 specimens. *Int J Fatigue*. 2012; 40: 143–153.
- [3] Fouvry S, Fridrici V, Langlade C, Kapsa P, Vincent L. Palliatives in fretting: A dynamical approach. *Tribol Int*. 2016; 39: 1005–1015.
- [4] Chivers TC, Gordelier SC. Fretting fatigue palliatives: Some comparative experiments. *Wear*. 1984; 96(2):153–175.
- [5] Hattori T, Nakamura M, Ishizuka T. Fretting fatigue analysis of strength improvement models with grooving or knurling on a contact surface. In: *ASTM STP1159*; 1992:101–114.
- [6] Majzoobi GH, Abbasi F. On the effect of shot-peening on fretting fatigue of AL7075-T6 under cyclic normal contact loading. *Surf Coat Technol*. 2017;328:292-303.
- [7] Beretta S, Romano S. A comparison of fatigue strength sensitivity to defects for materials manufactured by AM or traditional processes. *Int J Fatigue*. 2017; 94: 178-191.

- [8] Vrancken B, Thijs L, Kruth J-P, Van Humbeeck J. Heat treatment of Ti6Al4V produced by selective laser melting: Microstructure and mechanical properties. *J Alloys Compd.* 2012; 541: 177-185.
- [9] Nishioka K, Hirakawa K. Fundamental investigation on fretting fatigue: Part 4, the effect of mean stress. *B JSME.*1969; 12(51): 408-414.
- [10] Lamacq V, Dubourg M, Vincent L. A theoretical model for the prediction of initial growth angles and sites of fretting fatigue cracks. *Tribol Int.* 1997; 30: 391-400.
- [11] Vázquez J, Navarro C, Domínguez J. Analysis of fretting fatigue initial crack path in Al7075-T651 using cylindrical contact. *Tribol Int.* 2016;108:87-94.
- [12] Miller GR, Keer LM, Interaction between a rigid indenter and a near-surface void or inclusion. *J Appl Mech.* 1983; 50(3): 615-620.
- [13] Nowell D, Hills DA. Mechanics of fretting fatigue test. *Int J Mech Sci.*1987; 29(5): 355-365.
- [14] Fellows LJ, Nowell D, Hills DA, Contact stresses in a moderately thin strip (with particular reference to fretting experiments). *Wear.*1995; 185: 235-238.
- [15] Smith KN, Watson P, Topper TH. A stress strain function for the fatigue of metals. *J Mater.* 1970; 5 (4): 767-778.
- [16] Navarro C, Vázquez J, Dominguez J. Nucleation and early crack path in fretting fatigue. *Int J Fatigue.* 2017; 100: 602-610.
- [17] Socie D. Multiaxial Fatigue. SAE International; 1999.
- [18] Juolsukangas J, Lehtovaara A. A Comparison of relative displacement field between numerical predictions and experimental results in fretting contact. *J Eng Tribol.* 2016; 230(10): 1273-1287.
- [19] Aimangour B, Grzesiak D, Yang J-M. Selective laser melting of TiB2/316L stainless steel composites: The roles of powder preparation and hot isostatic pressing post-treatment. *Powder Technol.* 2107; 309: 37-48.

ANEXO B

Revista: Fatigue and Fracture of Engineering Materials & Structures

Título: New fatigue device for testing cables: design and results

Volumen: 42 (8)

Páginas: 1826-1837

Estado: Publicado

Año: 2019

DOI: <https://doi.org/10.1111/ffe.13022>

Factor de impacto 2017: 2.533

JCR ranking 2017: 30/128 (Q1, T1)

Factor de impacto 2018: 2.555

JCR ranking 2018: 41/129 (Q2, T1)

NEW FATIGUE DEVICE FOR TESTING CABLES: DESIGN AND RESULTS

D. Erena^{1*}, J. Vazquez¹, C. Navarro¹, J. Domínguez¹

¹ University of Seville, Mechanical Engineering Department, Camino de los descubrimientos s/n, 41092, Seville, Spain

* Corresponding author, E-mail address: deg@us.es

ABSTRACT

The fracture of cables is often caused by fatigue phenomena. To analyse the fatigue behaviour of these elements, a device has been designed, manufactured and validated. This machine can produce different load states for the specimens, combining variable axial loads and variable bending moments. The testing machine has been designed to achieve two goals: to avoid the fracture of the cable in the vicinity of the clamps and to assure that the fracture of the cable is in the middle of the length of the specimen. The type of failure will be due to a combination of global stresses and fretting fatigue phenomena. This work also shows the results of different fatigue tests for a specific strand configuration. Finally, the fracture and contact surfaces of the strand have been analysed with a scanning electron microscope (SEM). The results obtained with this device show that it is adequate for testing cables and strands subjected to different combinations of axial loads and bending moments.

KEYWORDS: metallic cables, fatigue, testing device, device design

NOMENCLATURE: P = Axial load (N), Q = Bending load (N), P_a = Preload amplitude (N), P_m = Mean preload (N)

1. INTRODUCTION

The fracture of electric and structural cables is usually produced by fatigue. This type of failure could be produced by traction, bending or a combination of both features. The behaviour of the wires that shape the cable is highly complex and difficult to analyse. In the case of an axial loaded cable, the wires are not only subjected to tensile forces but also to bending and torsional moments due to the helix angle of the outer wires. The same efforts appear in the case of cables subjected to a combination of tensile and bending forces but with a higher level of complexity. In addition to these efforts, contact forces and relative displacements

appear between the wires, which could reduce the fatigue strength due to fretting fatigue phenomena [1].

Many experimental and theoretical analyses have been performed, considering the fatigue phenomena in the cables. Raof et al. developed a semi-analytical procedure in order to determine the stress produced in wires due to axial loads, including tangential and normal contact stresses [2], and extending it for bending forces [3]. Later, Zhou et al. tested electrical power line cables, confirming that fretting is a decisive cause of cable failure [4,5]. In recent years, Fadel et al. conducted bending fatigue tests in cables in order to determine the influence of mean stress, noticing that the failure is also produced by fretting forces [6]. Winkler et al. determined the fatigue life and the displacements between wires under bending conditions with different curvature radii. These researchers concluded that the displacements between wires are important and must be considered, although they could not relate them with the failure [7].

The objective of the current work is to reproduce the failure of the cables and strands under laboratory conditions for a deeper study of their behaviour. The target of this device is to be as versatile as possible, which means being capable of testing different diameters and lengths of cables and strands with different geometry configurations, subjected to different combinations of bending and traction loads. In addition, fracture of the cable near the clamps should be avoided. Both global stresses and contact stresses will appear between the wires and will be studied after the tests are carried out by the device.

2.. DESIGN

Cables and strands are used to work under tensile forces and bending moments. On the one hand, the wind and sea waves can produce bending moments in cables used for big structures, such as off-shore platforms. On the other hand, due to the use of sheaves, a curvature radius is imposed to the cable in some applications, such as lifts and several types of machinery. These effects can be approximated by two different configuration tests. These two possibilities are schematized in *Figure 1*. The first configuration (*Figure 1a*) shows a test in which a constant axial load P is applied. Then, a variable bending moment is applied at the middle of the length of the cable by means of the force $Q(t)$ through a bearing sheave to avoid frictional forces between the sheave and the specimen. This sheave is interchangeable, in

order to produce different bending moments using different sheave diameters. Due to the large displacements produced by the bending load, achieving a constant axial load is a complex challenge. The second configuration is represented in *Figure 1b*, in which a constant load Q is applied, and, in this case, the constant axial load turns into a variable traction load $P(t)$, with mean and alternating axial loads, P_m and P_a , respectively. The degrees of freedom of both cases are the same, rotations in both sides of the specimen are allowed and the longitudinal displacement at one side of the cable, which is necessary to apply the axial load.

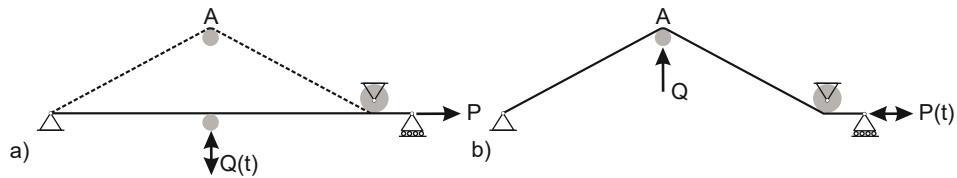


Figure 1. a) Test configuration 1, b) Test configuration 2.

The bending moment combined with the axial load will produce direct and contact stresses, producing the failure of the specimen at point A. The criteria used to define the failure of the specimen should be particularly defined for each geometry configuration. In the case of strands, which are usually manufactured with 7 and 19 wires, the failure could be determined with the failure of the first wire, since the total strength decreases substantially. In the case of cables with several strands, there is a considerably higher number of wires, so that the failure of one of them does not produce an important decrease in the total strength. In these cases, the failure should be considered when the total strength decreases by a percentage previously defined.

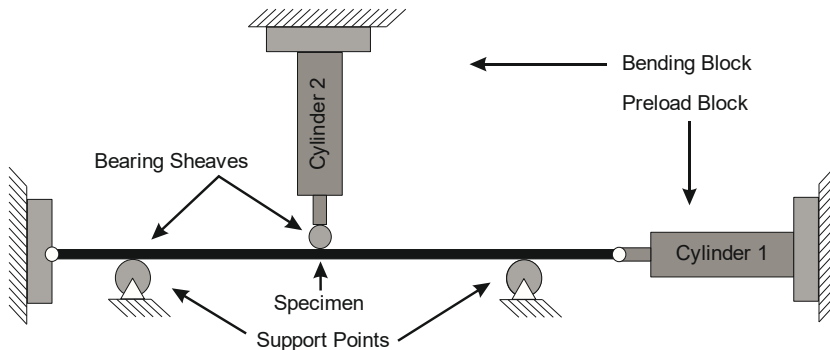


Figure 2. Device diagram

There are some restrictions that have determined the design of the device. The main restriction is the space, so the machine should be placed on a bench measuring 2 x 1.5 metres. The maximum values of the forces P and Q are delimited by the hydraulic cylinders available, which could apply a maximum force of 12.5 kN with a maximum displacement range of 100 mm.

A simplified scheme of the device is shown in *Figure 2*. The device could be divided in two big blocks: a block for applying the axial load and a block that generates the bending moment. However, the largest efforts have been focused in the choice of a good clamp for the specimens. The clamps have been carefully studied to avoid failure of the cable near them and thus avoid invalid test results. Therefore, three different sections will define the whole design: axial block, bending block and cable clamp.

Figure 3a shows a photograph of the manufactured device. It is possible to notice that two more small brackets have been included in addition to the two aforementioned blocks, called support points, as seen in *Figure 2*. These small brackets work as support points for the cable/strand. Both support points have a bearing sheave on the top, which must be bigger than the one in cylinder 2, to ensure the failure occurs at the middle of the length of the specimen where the maximum bending moment is applied. The sheaves can be moved along a groove to place them at the exact position (*Figure 3b*). These supports are thought to avoid the introduction of inertial forces due to the weight of the load cell, which measures the axial load and the significant transversal displacements of the specimen. Therefore, the effective length of the cable is defined between the axis of the bearing sheaves.

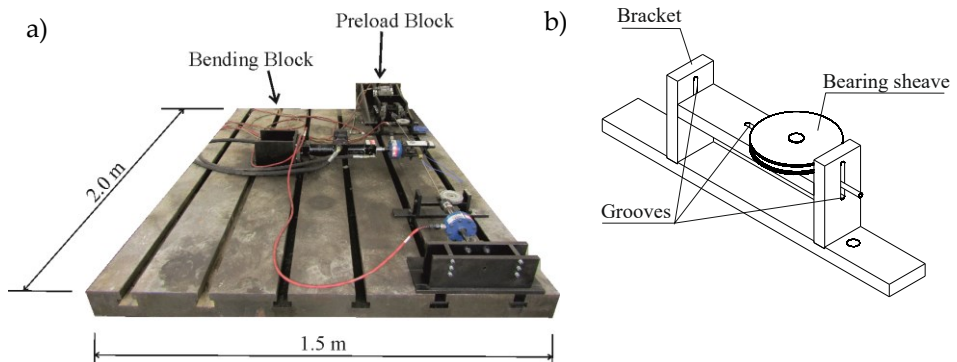


Figure 3. a) Final assembly photograph. b) Support point drawing.

To be capable of testing cables with a maximum effective length of 1.0 metre, the largest bracket is placed in cantilever and thus gains some centimetres for the specimen.

The axial block is made of two steel brackets (S355): one at each side of the bench (Figure 4). All of the blocks have been designed to be capable of testing a wide range of diameters and specimen configurations. The smallest block (see Figure 4a) has a swivel, which allows all rotations with a dynamic load capacity of 17 kN. The swivel is screwed, with an adapter, to the load cell that measures the axial load. The swivel supports can be moved in a vertical direction to ensure the perfect alignment of the cable with the bearing sheave. On the other side of the load cell, the cable clamp is screwed by means of an adapter.

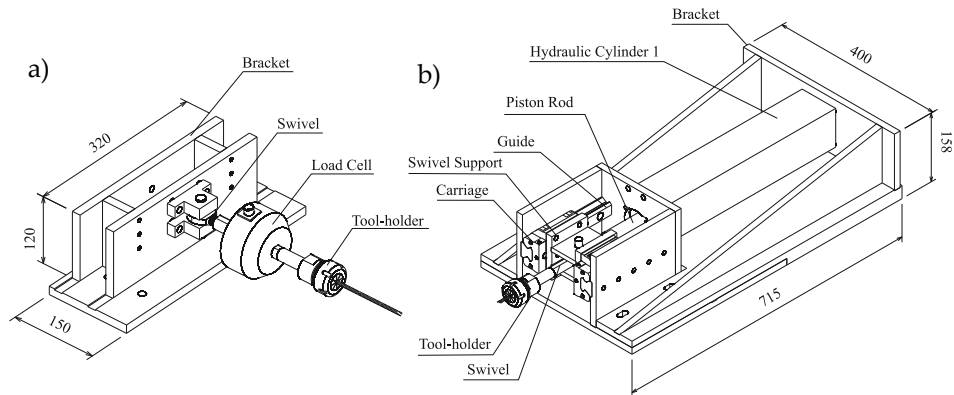


Figure 4. a) Bracket 1 drawing. b) Bracket 2 drawing.

On the opposite corner of the bench, hydraulic cylinder number 1 is held by a steel support (Figure 4b). The piston rod of the cylinder is screwed to a guide carriage, which holds the other swivel at the same time. With this assembly, all rotations are allowed at both sides of the specimen, as initially defined. Only the longitudinal displacement is allowed, which will control the axial load thanks to the hydraulic cylinder. It is quite important to achieve a perfect alignment of all the features to avoid efforts that can damage the guide carriage and the fluid movement of it, and to induce extra efforts to the specimen that are not measured. In this way, all parts can be moved and adjusted in order to achieve a good alignment.

2.1. BENDING BLOCK.

The function of the third support is to apply the bending moment. The bracket holds hydraulic cylinder number 2, which is connected to a load cell to measure the bending force (*Figure 5*). Joined with the load cell, there is a bearing sheave to produce the bending moment to the specimen. The support can be moved along the bench to place it just at the middle length of the specimen. The hydraulic cylinder and the bearing sheave can be moved in a vertical direction, ensuring the alignment of the punch with the specimen. Finally, the shaft of the bearing sheave can be moved along a pair of grooves so the specimen can approach the sheave, although the hydraulic cylinder can also carry out this movement.

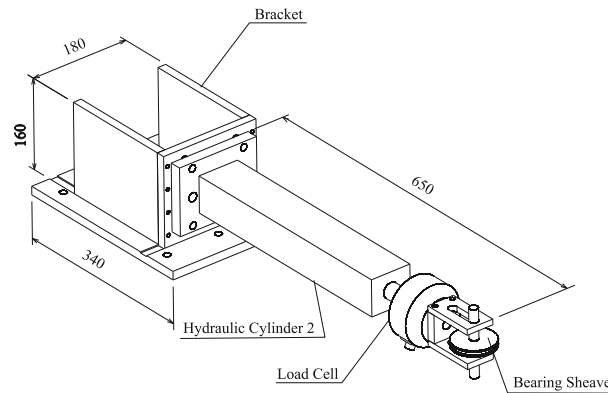


Figure 5. Bending block drawing.

2.2. CABLE CLAMP.

The aim of the present work is to design a device to carry out different kind of tests in order to study the fatigue and fretting phenomena in cables and strands. Therefore, it is essential to avoid the fracture of the cable near the clamps. In the case of cables subjected to axial loads, advances in the design of clamps have avoided the failure near them; as a result, the failure could be expected at any point of the specimen. However, in the case of cycling bending loads, restrictions in the lateral movements at the fixing points make these zones weaker than others⁸.

In recent works, Llavorri et al.⁹ designed a fretting device to study the wire behaviour under fretting conditions. In that work, a wire was subjected to cyclic tension, and a pair of pads applied the contact forces. The outer diameter of the

pads was surrounded with the same types of wires to produce fretting fatigue between the same kind of material with 90 degrees between wires. That work used a common tool-holder, used for CNC machines, to avoid breakage of the wire due to the stress field produced by common hydraulic clamps.

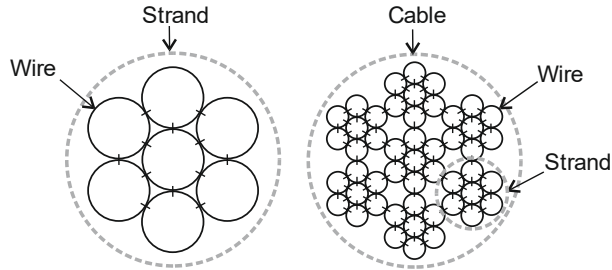


Figure 6. Geometry. a) Strand, b) Cable

Although the target of the current design is to study a whole cable or strand instead of only a wire, a similar tool-holder was tested with some strands and a cable, obtaining good results. Three different specimens are studied using the nomenclature defined by Costello [10]: a stainless steel strand, a galvanized strand and a galvanized cable, all of them with a maximum diameter of 5 mm (Figure 6). The stainless steel strand is a 7-wire strand. The diameter of the inner wire is 1.71 mm and the diameter of the wires of the outer layer is 1.62 mm, with a helix angle of 75 degrees. The galvanized strand is also a 7-wire strand, with an inner diameter of 1.68, an outer wire diameter of 1.66 mm and a helix angle of 80 degrees. Finally, the configuration of the galvanized cable is 7 x 7; in this case, the diameter of the wires of the core is 0.63 mm, the diameter of the wires of the outer strands is 0.55 mm, and the helix angle defined by the outer strands is 72 degrees. According to the data sheet, the maximum tensile strength in the case of the strands is approximately 1570 MPa and 1770 MPa for the galvanized cable.

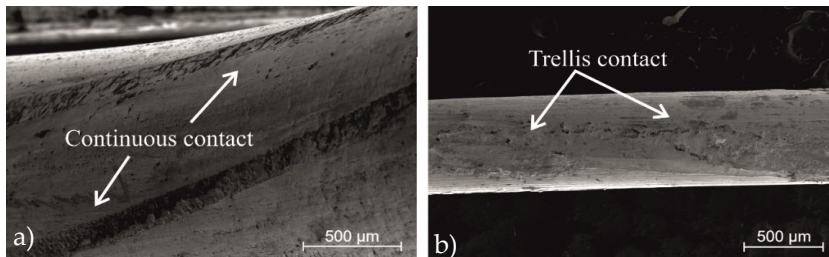


Figure 7. Contact type. a) Continuous, b) Trellis.

Due to the configuration of the strand (*Figure 6a*), there are 12 contact pairs: six between the outer wires and the inner one, and six between each pair of outer wires. Due to this geometry, only one type of contact appears; ideally, these 12 contact pairs are helicoidal lines along the total length of the strand (*Figure 7a*). In the case of the cable (*Figure 6b*), it is composed of 7 strands with 7 wires in each one, meaning that there are 84 helicoidal contact pairs. However, in this case, 6 more contact pairs between each strand must be considered. These six contact pairs are of a different nature, because the coiling direction and orientation of the wires and the strands is different; this type of contact is known as trellis (*Figure 7b*). This contact type is similar to the one produced between two crossing cylinders and thus, produces an elliptical contact zone, as seen in *Figure 7b*.

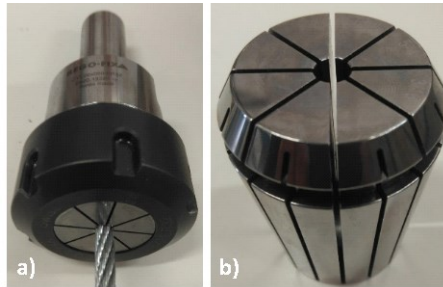


Figure 8. a) Tool-holder, b) Clamp

The tool-holder and the clamps used are shown in *Figure 8*; its commercial name is REGO-FIX Cyl 20x 050 / ER32. Due to the versatility of the tool-holder, different types of clamp diameters can be used (*Figure 8b*). In this case, a 5-millimetre clamp is used.

To know the maximum load range of the clamps combined with the specimen support, some displacement-controlled cycles with $R = 0$ are applied to the cable and the strands. Once the cycles are steady, a higher displacement is applied. The process is repeated until the specimen starts to slide totally from the clamps. As seen in *Figure 9*, from the fourth increment of load, once a higher displacement is applied, the load increases momentarily and slightly decreases after a few cycles. Small sliding occurs at this point; therefore, the axial stiffness decreases because the length of the specimen increases. After some cycles, the load stabilizes, and a new increment of load is applied with the same effect. The load tends to become steady

at the same value, although the stiffness and the displacement imposed are of different values. Finally, when the increment is too high the specimens start to continuously slide, and the tests finishes. Concluding that for the galvanized cable, a maximum range of load between 0 and 6 kN can be applied, 5 kN for the galvanized strand and up to 8 kN for the stainless steel strand. Therefore, the maximum load that can be applied depends directly on the geometry and on the type of coating used. In light of the results obtained, this is a limitation of the device and specifically, of the tool-holder used. However, the maximum values obtained are enough to cover the goal of the device, as seen in *Table 1*. Life values from ten thousand up to one million are obtained, covering the entire lifetime range.

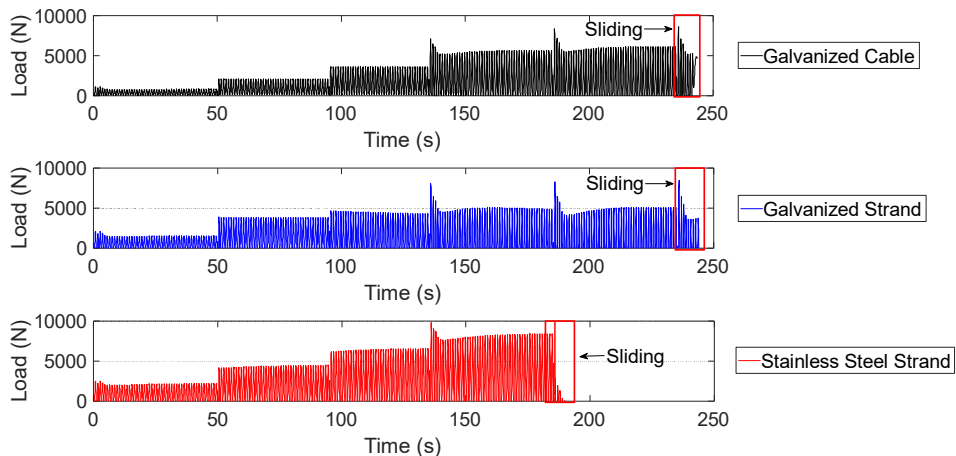


Figure 9. Tool-holder tests.

3. CONTROL AND MONITORING

Once the device is designed, manufactured and assembled, the next step is the acquisition of data from the test. At this point, the efforts are focused on the stainless steel strand for test configuration 1. For a first approach, this strand is more interesting because it does not have any type of coating that could modify the contact between the wires. Also, the wires are bigger than the ones in the cable, as was observed in previous paragraphs. In addition, the performance of the clamps used let us apply a wide range of loads. Finally, only a single type of contact is

present, the continuous one, and thus it is easier to study.

The sheaves used as supports points (see *Figure 2*) for this specific strand are commercial ones, chosen according to the strand diameter, the loads expected and the whole size of the device. Their diameter is 92 mm, therefore the sheave used for the punch must be smaller to produce a higher stress in the middle length; this sheave is specifically manufactured for this purpose with a diameter of 50 mm.

The movement of the hydraulic cylinders is controlled by their own commercial MTS control system. The cylinder that applies the axial load will be force controlled, imposing directly the value desired. The second hydraulic cylinder is displacement controlled. During the test, if the whole cable breaks, the hydraulic cylinder that produces the bending moment will continue its movement, accomplishing the displacement prescribed. At first, it is difficult to know the forces that this cylinder will apply to produce the required movement. Therefore, this choice lets us take care of the device and the strand.

To carry out an ideal test, both actuators must work in a synchronized manner. If not, it is difficult to maintain the axial load at a constant. Some tests were carried out in order to study the relation between the frequency and the synchronization of the actuators. Due to the flexibility of the specimen and the control system of the actuators, it was observed that achieving perfect synchronization was almost impossible. The higher the frequency is, the higher the axial load oscillation and therefore, the higher the axial load error. To minimize this effect, the frequency of the tests was decreased down to 0.5 Hz. With this frequency, there is an equilibrium between the axial load oscillation and the duration of the tests. A modal analysis of the specimen was carried out using a simplified FEM model in ANSYS Workbench, obtaining a value for the first natural frequency of 36 Hz, which is considerably higher than the testing frequency.

During some initial tests, it was observed that when a wire breaks, the displacement of the axial cylinder increases a small amount. This effect can be observed in *Figure 10*. The figure shows the results of a whole test for an axial load of 4000 N and a bending displacement of 40 mm. The blue line represents the movement of the cylinder that applies the bending force, and the red one is the movement of the force-controlled cylinder.

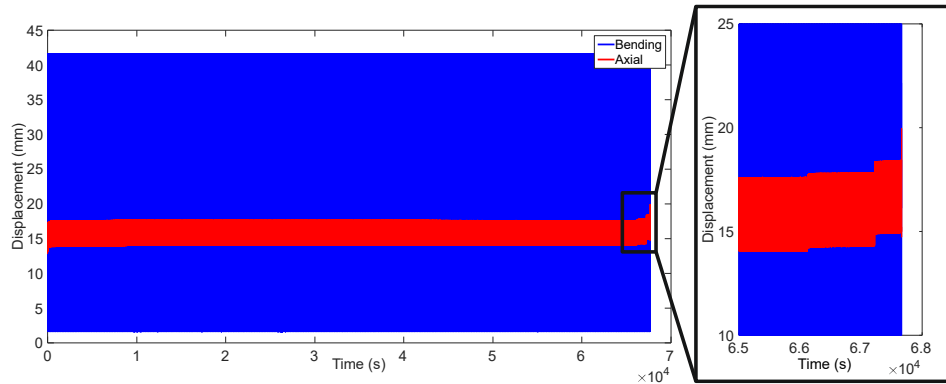


Figure 10. Test data example.

It can be observed that the red displacement is not constant; at the end of the test, three steps can be observed, and each step corresponds to the failure of one wire. A similar effect with rotations was also observed by A. A. Fadel et al. [11]. This observation gives us two ways of controlling the failure. For the first method, it is necessary to carry out some initial tests to know the value of these steps. For the case of the strand, it was observed that the increment of the first step was always approximately 0.1 mm. Therefore, when the test was stabilized, we imposed on the control system to stop the test when this event occurs.

However, this method requires some initial tests to know the value of the first step. To avoid these initial tests and design a more generic method, a new control system was tested. A triaxial accelerometer is attached to the specimen by means of a flange. Using the commercial software LabView and a National Instruments device, the accelerations are acquired and analysed in real time. During the test, the accelerations oscillate between two values due to the movement of the specimen. When one wire breaks, a peak of one order of magnitude higher is observed. By means of LabView VI, when this peak occurs, an order is sent to pause the test and send an e-mail to the user. The user can see in real time by means of remote desktop software if the cable is broken or not by an HD camera installed in front of the specimen, attached to the punch, where the failure is expected. Both devices can be observed in Figure 11. Figure 11b shows a photograph of the HD camera after a test in which the external wire breaks. However, if the first broken wire is the closest to the punch or the inner one, the user does not know definitely if it is broken; in these cases, the tests are restarted until the next warning received. These cases must be studied after the test with the aforementioned graphical method, to

know the situation until the first wire breaks.

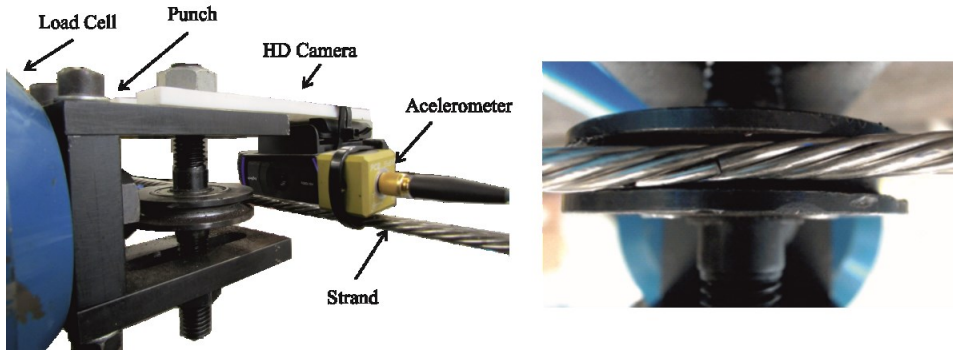


Figure 11. a) Detailed View. b) HD camera image.

4. TEST RESULTS

Once the device has been fully designed and its functioning validated, some tests were carried out. At first, the fatigue curve of the material was obtained by testing the inner wire of the stainless steel strand with $R = 0.1$ and obtaining a fatigue limit of 211 MPa. The ultimate tensile strength was also obtained from the inner wire, obtaining a mean value of 1602 MPa. To analyse the broken wires, *Figure 12* shows the number given to each one in relation with the punch.

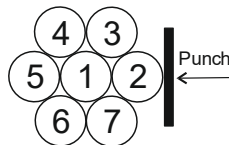


Figure 12. Wire name.

Table 1 shows the results obtained for different combinations of axial and bending displacements carried out with the designed device. The mean axial load varied from 2 kN to 6 kN. The bending displacement varied from 20 to 50 millimetres. As was expected, a small oscillation was observed, although ideally the axial load should have remained constant. The mean value of the axial load always corresponded with the axial load imposed. Nevertheless, the axial amplitude depends on the value of the mean axial load and the bending displacement. This

axial load amplitude, P_a , is not desirable. Due to the displacements imposed by the punch, it was necessary that cylinder 1 oscillated in phase with cylinder 2, in order to maintain a constant axial load. Although the control parameters were adjusted as best as possible, the system control was not capable of moving both actuators exactly in phase; therefore, a small amplitude must be assumed due to this small desynchronisation. It can be seen that for the same preload, the higher the bending displacement was, the higher the axial amplitude was, and the lower the life was.

The failure of all the tests is located always just at the middle length of the strand, where the punch produces the maximum bending moment to the specimen. Thus, with the devices and boundary conditions chosen, the failure of the cable near the clamps has been avoided as was desired.

The tests stop when the aforementioned control methods occur. The peak read by the accelerometer and the increment observed at the axial displacement (see *Figure 10*) are produced at the same time. So, both methods capture the same effect. At first, it seems that the first peak observed by the accelerometer and the first step in the axial displacement are produced only when a wire breaks. However, after the test, when the specimens are visually inspected, two different behaviours are observed. In some cases, only one wire is broken, with the wire almost always being the outer one (Wire 5). In other cases, it is observed that two wires break at the same time, with one of the them always being the inner wire of the strand (Wire 1), and the second one, generally, being Wire 5.

Although a precise position of the section with the punch has been drawn in *Figure 12*, due to the complex geometry of the cable, each specimen has its own relative position referred to the punch, whose position is unknown. This position depends directly on the axial load applied, and it may be considered that visual inspection is always carried out after the test with the undeformed model. Therefore, most likely, the cases in which Wires 4 and 6 are broken were located close to position 5 in the deformed specimen during the test. Test results are also resumed in *Figure 13*. This figure shows the fatigue life versus the displacement that produces the bending moment. As shown previously, this fatigue life corresponds to the number of cycles up to the moment in which the control stops the test; in some cases, there is one broken wire, while in others, two broken wires are observed. The results are grouped by function of its theoretical axial load. The value of the alternating axial load (P_a) increases with the value of the bending displacement. *Figure 13* depicts two important features in the tests. First, it shows that the higher the axial load is,

the lower the fatigue life is. Second, analysing the tests having the same axial load value, the fatigue life decreases with the applied displacement. These remarks indicate that the axial and bending stresses play an important role in the fatigue life in those tests.

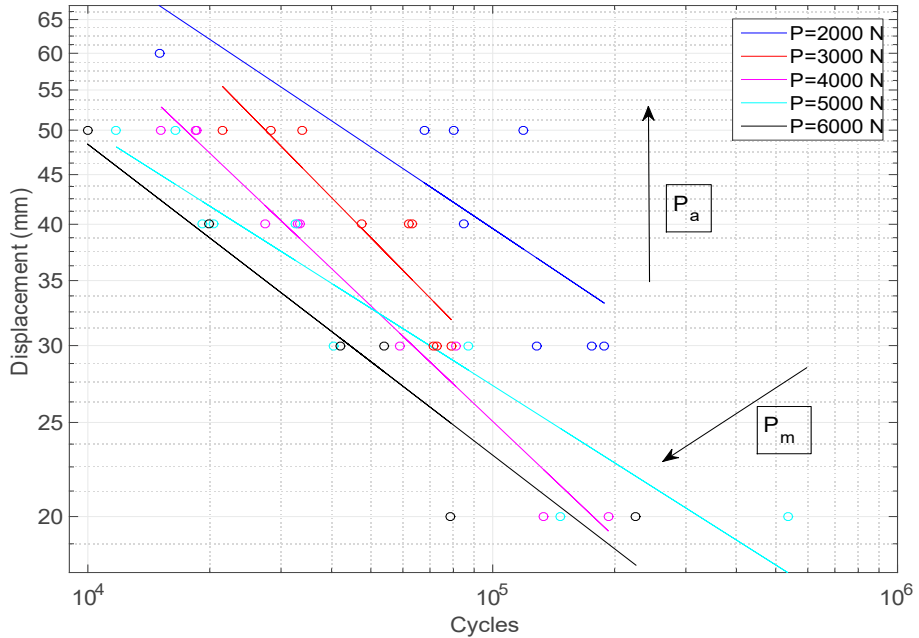


Figure 13. Test results.

Stress measurements during the tests in the cables are almost impossible due to the size of wires. There are not any kind of strain gauges small enough to put on one wire of the specimen. However, applying different techniques of microscopy, interesting information can be obtained from the specimens. This information, combined with experimental results and an adequate FEM model, could guide us to a full comprehension of the behaviour of cables and strands. A preview of the potential information that can be obtained from the tests is shown next.

Table 1. Test results.

Test	Theoretical Axial load (N)	Bending Displacement (mm)	P_m (N)	P_a (N)	Q (N)	Cycles	Number of Broken Wires		
1	2000	30	2007	185	289	128350	-	1	5
2	2000	30	2004	222	260	175100	2	1	7
3	2000	30	2000	255	305	188727	-	-	5
4	2000	40	2001	301	389	84850	-	-	5
5	2000	50	2004	456	475	119300	4	1	-
6	2000	50	2019	459	501	80200	4	1	-
7	2000	50	1999	450	499	67750	2	1	3
8	2000	60	1992	709	658	15005	-	1	5
9	3000	20	3022	101	389	763100	-	-	5
10	3000	20	3001	103	231	>1000000	-	-	-
11	3000	30	3002	179	396	72700	-	-	5
12	3000	30	2991	185	436	71450	-	-	-
13	3000	30	3012	235	423	79050	-	-	5
14	3000	40	3009	297	567	47350	-	1	-
15	3000	40	2994	312	591	63400	-	1	5
16	3000	40	3008	302	554	61859	-	-	5
17	3000	50	2997	457	716	33855	-	1	5
18	3000	50	2994	461	730	21515	-	-	-
19	3000	50	3023	430	710	28378	-	1	5
20	4000	20	3994	113	360	133763	-	-	5
21	4000	20	4005	124	375	193000	-	-	5
22	4000	30	4010	205	562	81050	-	1	5
23	4000	30	4009	190	531	59017	-	-	5
24	4000	40	4009	319	740	33055	-	-	-
25	4000	40	4007	322	730	33321	-	-	5
26	4000	40	3999	357	742	27385	2	1	5
27	4000	50	4002	478	891	18525	-	-	-
28	4000	50	4016	460	904	15182	-	-	5
29	4000	50	3990	486	904	18431	6	-	5
30	5000	20	5032	121	464	535400	-	1	5
31	5000	20	5008	127	452	147050	-	-	5
32	5000	30	5005	213	686	87050	2	1	-
33	5000	30	5017	213	682	40400	-	-	5
34	5000	40	5000	349	910	32534	-	1	5
35	5000	40	5172	477	910	20450	-	-	5
36	5000	40	5023	363	912	19210	-	-	5
37	5000	50	5001	515	1148	16445	4	-	-
38	5000	50	5018	500	1094	11764	-	-	5
39	6000	20	6021	136	539	225800	-	1	5
40	6000	30	6005	231	801	53950	-	1	5
41	6000	30	6012	242	791	41948	-	-	5
42	6000	40	6012	381	1058	19880	-	-	5
43	6000	50	6024	549	1307	9980	-	-	5

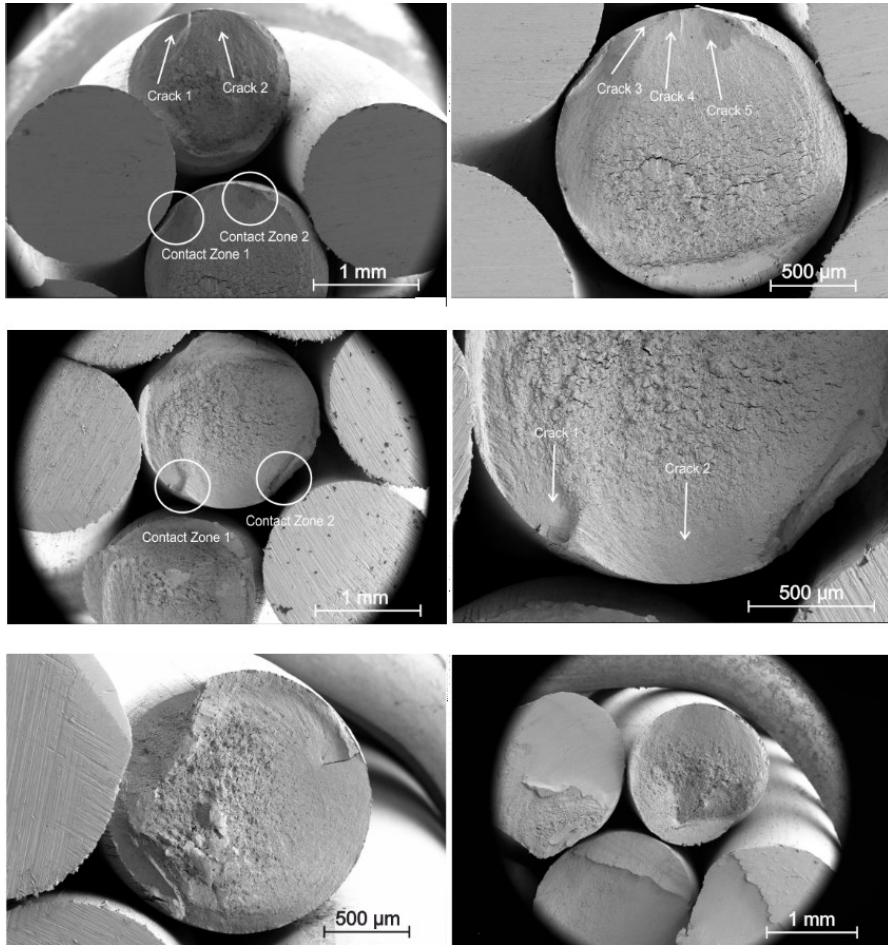


Figure 14. SEM Images a) Test 17, b) Test 17 detail, c) Test 39, d) Test 39 detail, e) Test 31, f) Test 25.

First, a scanning electron microscope was used to analyse the fracture surfaces. Using this technique, we tried to find the crack initiation points, the growth direction and some information referring to the contact surfaces. *Figure 14* shows the fracture surface of some tests. *Figure 14a* shows the fracture surfaces for Test 17. In this test, Wires 5 and 1 break at the same time (only one step is observed, see *Figure 10*). It is clear that Wire 5 breaks due to the global (axial) stresses produced

by the combination of the bending moment and the axial load; at least two cracks can be observed. In the case of the inner wire, up to three different cracks are observed (*Figure 14b*). Crack 5 initiates close to the contact pair produced by Wires 5 and 1; Cracks 4 and 5 initiate between two contact pairs. In light of these results, it is difficult to define which phenomena produced the failure of the cable. It is quite clear that Wire 5 breaks because of global stresses, and Cracks 4 and 5 seem to be produced by the same effect. However, Crack 5 could be produced due to the high stresses at the contact zone. This type of fracture is observed only in 25% of all the cases studied here. *Figure 14d* shows another example with the same pattern (Test 39); Crack 1 initiates close to a contact pair and Crack 2 is located where the bending stress is the highest. Wire 5 of Test 39, although inappreciable in *Figure 14c*, breaks clearly due to the combination of the bending moment and the axial load.

Figures 14e and *14f* show the images obtained for Tests 31 and 25. These images are the most representative. Approximately 75% of the tests break with this type of failure. In these cases, is clear that fretting is not a determining factor.

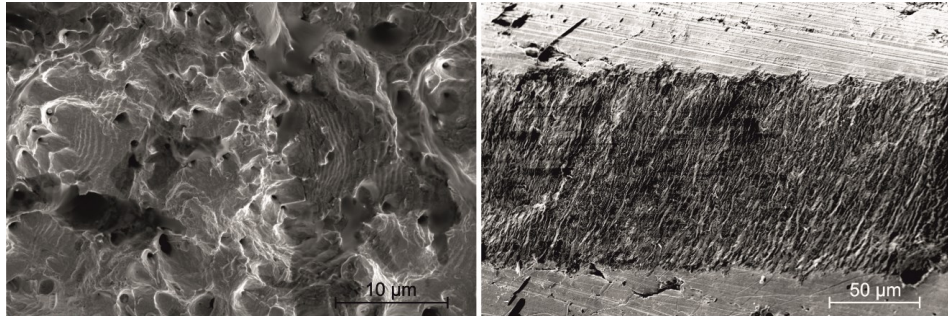


Figure 15. SEM Images. a) Beach marks detail, b) Contact zone detail.

In addition to the fracture surfaces and the speculation about crack initiation, much more information can be obtained from the images. Looking closer into the fracture surfaces, the usual fatigue beach marks can be noticed (*Figure 15a*). However, regarding the wire surfaces, *Figure 15b* clearly shows the fretting scars produced in the contact zones between the wires. This gives us the chance of measuring the width of the contact zone and trying to deduce more information about the forces actuating at the contact pairs. Finally, it is important to note that the contact stresses and relative surface displacements between the wires, and thus the wear, depend to a great extent on the actual coefficient of friction.

5. CONCLUSIONS

A new device for testing cables and strands was designed. This device is capable of testing different types of cables and strands with different configurations and lengths. Axial load and bending moments can be applied simultaneously, producing the failure of the specimen. The failure of the specimen close to the clamp is avoided due to the tool-holder used and tested. The control system is capable of stopping the tests when the failure of the first wire is produced due to the data acquisition system designed. Although some limitations are imposed by the clamp and the control of the hydraulic system, good results are obtained for the first tests carried out, showing consistency in terms of loads and life. The use of a scanning electron microscope after the test gives much more information about the fracture surfaces and the contact zones. The results obtained when the first strand is tested suggest that the failure in this type of strand is not produced because of fretting. It is probably due to the type of contact studied. The contact is continuous along the total length of the cable, so the contact forces are homogenous along the strand. The main conclusion obtained from the current work is that the failure in cables due to fretting fatigue is produced only when the contact between wires is a trellis type and not continuous. In view of the results, this device gives the chance of moving forward for a better comprehension of fretting fatigue and failure in strands and cables in the future.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to express their gratitude to the Ministry of Economy and Competitiveness for funding the research of the DPI2014-59160-P project.

REFERENCES

- [1] Feyrer K. *Wire Ropes. Tension, Endurance, Reliability*. Berlin Heidelberg: Springer Verlag; 2007.
- [2] Raoof M, Hobbs R E. Analysis of multilayered structural strands. *J Eng Mech*. 1988; 114: 1168-1182.
- [3] Raoof M. Free-bending fatigue life estimation of cables at point of fixity. *J Eng Mech*. 1992; 118: 1747-1764.

- [4] Zhou ZR, Cardou FMA, Goudreau S. Fretting fatigue in electrical transmission lines. *Wear*. 1994; 173: 179-188.
- [5] Zhou Z R, Cardou A, Goudreau S, Fiset M. Fundamental investigations of electrical conductor fretting fatigue. *Tribol Int*. 1996; 29: 221-232.
- [6] Fadel AA, Rosa D, Murça LB, Ferreira JLA, Araujo JA. Effect of high mean tensile stress on the fretting fatigue life of an Ibis steel reinforced aluminium conductor. *Int J Fatigue*. 2012;42: 24-34.
- [7] Winkler J, Georgakis CT, Fisher G. Fretting fatigue behaviour of high-strength steel monostrands under bending loads. *Int J Fatigue*. 2015; 70: 13-23.
- [8] Azevedo CR, Henriques AMD, Pulino Filho AR, Ferreira JLA, Araujo JA. Fretting fatigue in overhead conductors: Rig design and failure analysis of a Grosbeak aluminium cables steel reinforced conductor. *Eng Fail Anal*. 2009; 16: 136-151.
- [9] Llavori I. Simulación numérica y validación experimental de fenómenos de desgaste y fatiga por fretting en aceros trefilados de reducido diámetro. (Doctoral dissertation). University of Mondragon; 2016.
- [10] George A. *Theory of wire rope*. USA: Springer-Verlag ;1990.
- [11] Fadel AA, Rosa D, Murça LB, Ferreira JLA, Araújo JA. Effect of high mean tensile stress on the fretting fatigue life of an Ibis Steel reinforced aluminium conductor. *Int J Fatigue*. 2012;42: 24-34.

ANEXO C

Revista: Fatigue and Fracture of Engineering Materials & Structures

Título: Fatigue and fracture analysis of a seven-wire stainless steel strand under axial and bending loads.

Estado: Publicado (Early view)

Año: 2019

Factor de impacto 2017: 2.533

JCR ranking 2017: 30/128 (Q1, T1)

Factor de impacto 2018: 2.555

JCR ranking 2018: 41/129 (Q2, T1)

FATIGUE AND FRACTURE ANALYSIS OF A SEVEN-WIRE STAINLESS STEEL STRAND UNDER AXIAL AND BENDING LOADS

D. Erena^{1*}, J. Vazquez¹, C. Navarro¹, J. Domínguez¹

¹ University of Seville, Mechanical Engineering Department, Camino de los descubrimientos s/n, 41092, Seville, Spain

* Corresponding author, E-mail address: deg@us.es

ABSTRACT

Fatigue failure of cables and strands is a common and complex problem. Failure is typically caused by different combinations of time-variable bending and axial forces. In addition to these loads, contact stresses between wires may play an important role in the fatigue failure of cables. The present work aims to provide deep insight into the fatigue failure of a 7-wire stainless steel strand subjected to a combination of variable axial and bending loads. To avoid side effects in the analysis, fatigue failure of the strand close to the clamps is prevented. Several tests were performed with a new device specifically designed to avoid failure near the clamps. Thus, failure is always produced at the middle length of the specimen. Test simulations were performed by employing the finite element method. The numerical results were validated via comparisons with experimental data. Finally, life prediction curves were obtained.

KEYWORDS: Strand, Life prediction, Numerical model

NOMENCLATURE: C_L = Load factor; d_{min} = Minimum bending displacement; d_{max} = Maximum bending displacement; E = Young modulus ; K_s = Spring stiffness; L_b = Beam element length; L_e = Effective length; L_s = Solid element length; P = Axial load; P_a = Axial load amplitude; P_m = Mean axial load; P_{max} = Maximum axial load; P_{min} = Minimum axial load, P_{mt} = Theoretical mean axial load; P_s = Spring load; P_{sw} = Simplified model spring load; $Q(t)$ = Bending load; s = Longitudinal path coordinate; σ_a = Stress amplitude; $\sigma_{a,eq}$ = Equivalent amplitude stress; σ_m = Mean stress; σ_{uts} = Ultimate strength; σ_{max} = Maximum elastic-plastic stress; σ_{min} = Minimum elastic plastic stress; σ_{max}^e = Maximum elastic axial load; σ_{min}^e = Minimum elastic axial load; Δd = Bending displacement range; $\Delta\sigma_e$ = Elastic stress range; μ = Friction coefficient;

1. INTRODUCTION

The failure of structural and electrical power line cables usually occurs due to fatigue phenomena [1]. Cables are subjected to a combination of axial and bending loads. Bending loads are mainly produced by wind or are induced by mechanical systems [2-4]. The relative movements between wires and strands produce different fretting phenomena such as fretting fatigue [5-8] and fretting wear [9], which can reduce the fatigue strength of cables. Many theoretical and experimental studies have focused on the fatigue life in steel cables, and particular attention has been paid to fretting phenomena. Hobbs et al. [10] developed a semi-analytical procedure to determine stresses in cable wires under axial loads taking into account tangential and normal contact stresses. Subsequently, a fatigue procedure was proposed that included contact stresses from sliding with friction [11], extending later the procedure to bending loads [12].

Zhou et al. [1] performed several tests with electrical power line cables which proved that fretting was a determining factor in the fatigue design of cables. They noticed a relevant effect on fatigue life produced by the type of clamps used to hold the cables.

Recently, Araujo et al. [5], [13] developed a bending fatigue test for aluminium cables to determine the relation between mean stress and fatigue strength. They obtained several S-N curves for different mean stress, but did not discuss the influence of the contact stresses on fatigue strength in detail.

In investigation on the mechanical behaviour of cables, numerous analytical and numerical techniques were employed [14-16]. Analytical techniques are based on elasticity theory, and thus assume some behaviour simplifications. These models are useful for estimating the global behaviour of the cable. However, these models do not take into account non-linear effects or mechanical contacts. Accordingly, it is difficult to accurately analyse the fatigue behaviour of cables from an analytical perspective because many simplifications must be assumed.

Currently, thanks to the increase in computing power, it is less time consuming to attempt to numerically reproduce the real behaviour of cables including all parameters that influence the mechanical behaviour of these elements. However, this is a challenging task because of the complex geometries of cables and the difficulties associated with obtaining a high quality mesh, which is necessary to accurately reproduce the stress/strain fields that are produced in the cable.

Although several studies have been carried out using finite element formulation [17–21], only a few have developed accurate finite element models (FEM) including friction, plasticity and a good mesh refinement around contact zones [22–23]. Nevertheless, although these models reproduce the global response and contacts stresses between cables with high accuracy and low computational cost, the use of these models is limited since it requires a complex mathematical implementation.

Almost all the aforementioned studies investigated the fatigue and fretting behaviour of cables and strands which consist of several wire layer or strands, therefore two types of contact must be considered (*Figure. 1*): a) continuous helical contact that is produced between the wires of the first layer of a strand (see *Figure 1c*); and b) trellis contact that arises between the strands of a cable (see *Figure 1d*) and between the external wire layers of each strand if there is more than one. Therefore, in addition to the complexity associated with the geometry, two different types of contact could appear. *Figure 1a* shows an image took with a scanning electron microscope (SEM) of one of the contact pairs shown in *Figure 1c*, in which a continuous helical contact is observed. *Figure. 1b* shows an example of a trellis contact mark, with an elliptical shape of one of the trellis contact marked in *Figure 1d*.

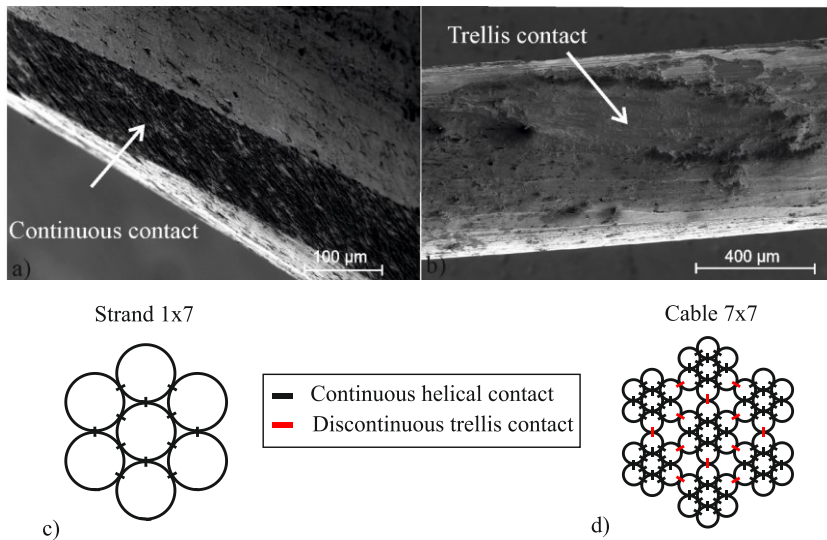


Figure 1. a) SEM image of a continuous helical contact, b) SEM image of a discontinuous trellis contact, c) Strand 1x7 contact pairs type, d) cable 7x7 contact pairs type

Focusing on fretting, the mechanical behaviour of each contact type is different. Continuous helical contact is produced along the total length of the strand. Trellis contact forms a discontinuous pattern of elliptic contact zones along the cable. For both contact types, the contact area and stresses depend on the normal pressure between the wires and the lay angle.

The objective of the present work is to analyse the fatigue behaviour of a 7-wire stainless steel strand (*Figure 1c*) subjected to axial and bending loads, focusing on the interactions between wires. The efforts are focused on the development of a faithful numerical model of the strand to obtain the stress/strain fields. Numerical results combined with experimental fatigue test are used to attempt to predict the fatigue life of strands while accounting for both global and contact stresses. Due to the strand type considered in the present work, the only contact analysed between wires is the continuous one produced along the helix contact lines between the inner wire and the outer wires.

A similar study was performed by Winkler et al. in which a 7-wire steel strand was tested under axial and bending loads [8]. In that work, the axial load increased with the applied bending force, that is, the longitudinal displacement at both ends of the strand was restricted. However, failure of the cable was observed inside the clamp system that was used to hold the strand by means of external pressure. The failure was mainly caused by the fretting fatigue phenomena, which shows that the type of assembly and the boundary conditions of the clamps play a dominant role in cables fatigue life.

2. EXPERIMENTAL METHODOLOGY.

Fatigue tests are performed with a device designed specifically for testing cables and strands [24]. *Figure 2* shows a scheme of the test device used. A variable bending moment is applied at the middle length of the strand by means of the force $Q(t)$ through a bearing sheave of radius 25 mm, while an almost constant axial load P is applied at one end of the specimen. Large displacements are produced by the bending load, making difficult achieve a constant axial load. Cylinder 1 in *Figure 2* is force controlled by imposing a constant axial load P . Nevertheless, due to the synchronization of both hydraulic cylinders and the inherent stiffness of the assembly the system control cannot maintain a completely constant axial load. Therefore, a small axial load amplitude P_a appears and must be taken into account

in conjunction with a mean axial load P_m . The degrees of freedom allowed in the test device are as follows: all rotations on both sides of the specimen and the longitudinal displacement at the right side of the strand, which is necessary to apply the axial load by means of hydraulic cylinder 1. The effective length L_e is measured between both support points (see *Figure 2*). These support points are included to avoid the introduction of transverse inertial forces that appears with the movement of the load cell, which is directly attached to the strand. Additionally, the diameters of the sheaves used as support points are two times the diameter of the punch sheave to avoid failure at these points.

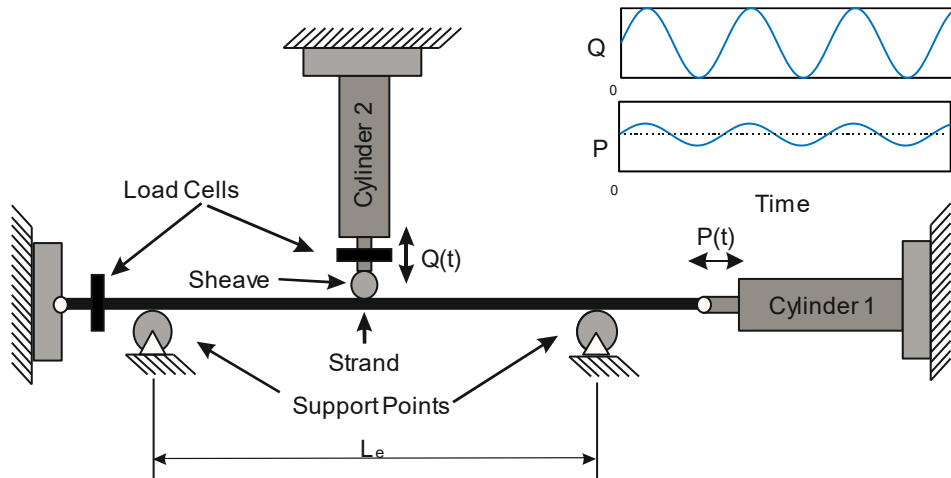


Figure 2. Scheme of the testing machine.

The bending moment and axial load produce global and contact stresses that lead to failure of the strand in the middle of the effective length. The test stops with the failure of one of the seven wires. The strand used is a 7-wire stainless steel strand (AISI 316). The chemical composition of the stainless steel according to UNE-EN 10264-4:2012 is shown in *Table 1*.

Table 1. AISI 316 chemical composition.

Element	C	Si (max.)	Mn (max.)	P (max.)	S (max.)	Cr	Mo	Ni	N
Weight (%)	≤0.07	1.00	2.00	0.045	0.015	17-19	2-2.5	10-13	≤0.11

The external diameter of the strand is approximately of 4.8 mm. *Figure 3* shows a scheme of the strand cross-section, its relative position to the punch and the index number assigned to each wire. The diameter of Wire 1 in *Figure 3* is 1.7 mm and the diameter of the remaining wires are 1.62 mm. The lay angle α forms 14° degrees with the axis of the strand. The value of the maximum tensile stress (σ_{its}) is approximately 1600 MPa. In all tests, the effective length of the specimen L_e is 980 mm.

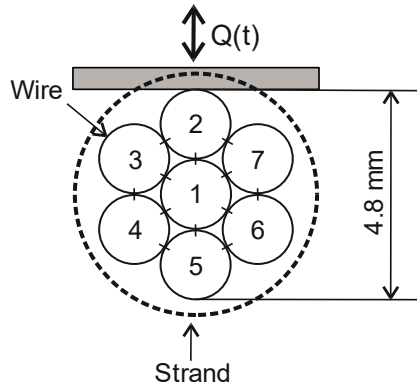


Figure 3. Strand cross-section geometry.

To investigate the influence of mean axial stress on fatigue life, the test mean axial load, P_m , is varied from 2 kN up to 6 kN. The cyclic load Q , which produces the bending moment, is applied by a predefined displacement range Δd . The maximum displacement d_{max} ranges from 20 to 50 millimetres depending on the test, being the minimum displacement d_{min} zero. The load Q is known during the test thanks to the cylinder 2 load cell (see *Figure 2*). Test results are shown in *Table 2*.

After the tests, fracture surfaces are visually inspected, and it is noted that the fracture surfaces in all cases are nearly transversal to the longitudinal axis. In addition, the wire fractures are always located at the middle length of the specimen. Fretting wear and a significant amount of fretting debris is observed along the helical contact lines between wires as shown in Figure 1a. To obtain more information, fracture surfaces are studied using a scanning electron microscope (SEM) for thorough analysis specifically regarding crack initiation points and its corresponding propagation. In most cases, the outer wire in the lowest position (wire 5 in Figure 3) is the first to break (75% cases); in other cases, Wire 5 and Wire 1 break at the same time. Figure 4 shows SEM images in which crack initiation points and crack growth directions can be observed.

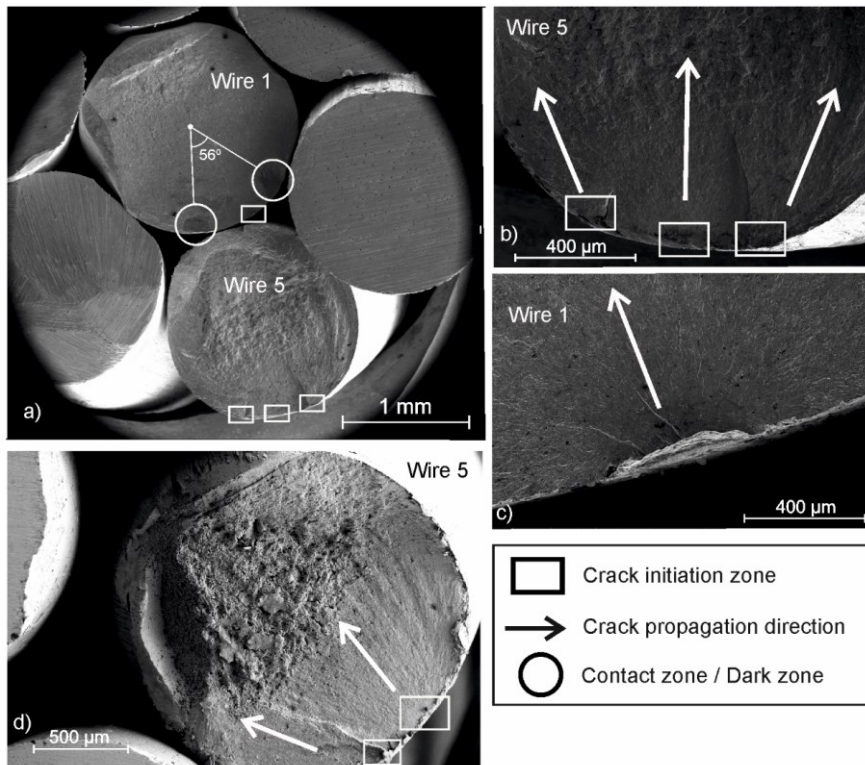


Figure 4. SEM images. a) Test 1 strand, b) Test 1 Wire 5 detail, c) Test 1 Wire 1 crack initiation detail, d) Test 34 Wire 5 detail. (see Table 1).

Figure 4a to *Figure 4c* correspond to test number 1 (see *Table 2* for test data). Up to three well-differentiated initial cracks are observed in Wire 5 (see *Figure 4b*), which initiate at the free surface, where no contact exists. In this particular case, Wire 1 breaks at the same time, and one crack is observed (see *Figure 4c* for detailed view). This crack initiation point has, on both sides, two darker areas marked with white circles (*Figure 4a*). These zones correspond to those under two contact pairs during the test, the angle between them support this idea ($\approx 60^\circ$). The chemical compositions of these two dark zones and the contact mark between wires (*Figure 1a*) is analysed with the energy dispersive spectroscopy (EDS) technique. It is noted that the percentage in weight of oxygen is much higher (28%) at dark zones than that far from them (1%). This observation suggests that, when the crack is open, fretting debris produced at the contact pair, penetrate inside the crack producing these darker or rusted zones.

Figure 4d shows the same pattern as *Figure 4b*, two cracks initiate at Wire 5, where there is no contact with other wires.

It can be roughly concluded that wires break due to global stresses produced by the combination of bending moments and axial forces. In light of these preliminary results, it seems to be that fretting fatigue is not a determining factor in a 7-wire strand.

3. NUMERICAL MODEL.

Considering the strand size, stress and strain measurements are difficult because there are not gauges small enough to be placed on the wires. In addition, the only way to know contact stresses are analytical or numerical procedures. Costello's theory was initially applied to obtain the stresses produced by the bending moment [14]. However, the results obtained for the bending stresses were overestimated due to the small sheave diameter. Therefore, to determine the strand behaviour as comprehensively as possible, a complete finite element model is developed with the objective of obtaining the extreme values of the load cycle, σ_{\min} and σ_{\max} .

This section analyses real test boundary conditions in order to apply them to the numerical model. In addition, the element types, geometry and mesh are discussed. Finally, the considered material properties are explained.

3.1 MESH & BOUNDARY CONDITIONS.

First, experimental boundary conditions are studied to reproduce, as well as possible, the strand behaviour in the FEM model. *Figure 5* schematises the real behaviour observed during tests and the strategy that is followed to model it. The information obtained from the tests are the maximum and minimum values of the axial load P_{max} and P_{min} , respectively, and the bending load Q that is imposed by the maximum displacement d_{max} . The parameter Q is considered to be the maximum value because the minimum is zero.

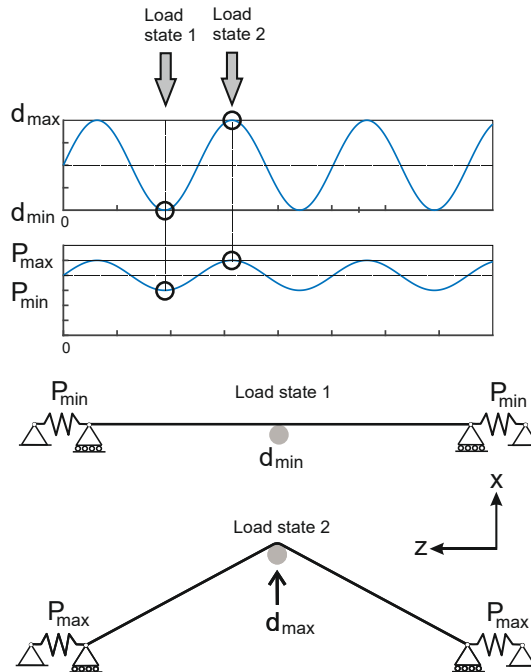


Figure 5. Load analysis.

Therefore, the load cycle of the strand is defined by two load states. Load state 1 is the case in which the strand is subjected to the minimum displacement ($d_{min} = 0$). Therefore, the value of the axial load is P_{min} . Load state 2 is defined by the maximum bending displacement d_{max} , and thus, the axial load is P_{max} .

These boundary conditions are reproduced in the finite element model as shown in *Figure 6*. Only the effective length of the strand is modelled. Each end of the strand

has its displacement restricted in the x and y directions. A spring with a constant stiffness behaviour is placed at each side. The axial load of the spring P_s is P_{min} for load state 1 and P_{max} for load state 2. The remaining nodes of both springs are fully displacement-restricted. With these considerations, load state 1 is fully defined. The bending displacement of load state 2 (d_{max}) is applied by means of a rigid body with a 25 mm radius that is placed at the middle length of the specimen, resembling the sheave in actual tests.

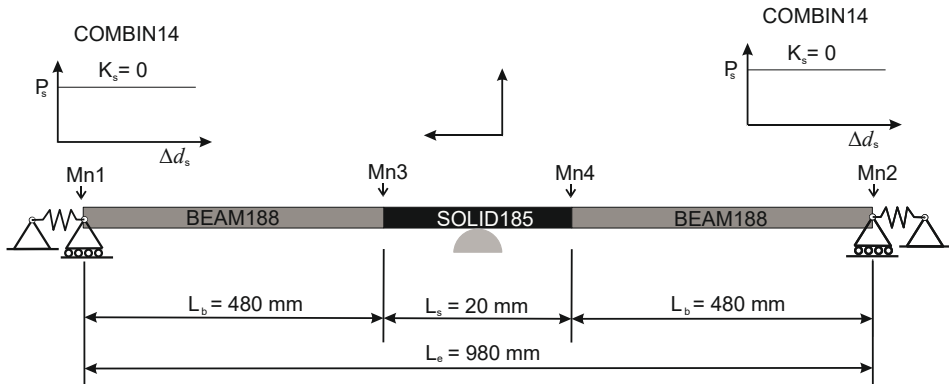


Figure 6. FEM model specifications.

The geometry of the strand in the FEM model is constructed with two different element types (see Figure 6) in ANSYS APDL 15 with implicit formulation. As shown in Figure 6, the effective length is divided into three parts. The central part, which is the most interesting part from the perspective of fatigue, is meshed with the SOLID185 element type with a first-order formulation, wherein the mesh is coarse far from the contact zones and is very fine near the contact zones (see Figure 7). The length of the solid mesh L_s is 20 mm and is discretized longitudinally with 124 elements. The mesh size in the vicinity of contact zones is approximately $4 \mu\text{m}$. Therefore, the section of the smallest brick elements is $4 \mu\text{m} \times 4 \mu\text{m}$. The influence of the number of longitudinal solid elements was studied comparing the results with 124 and 62 elements for the same L_s , concluding that the maximum stress variation was lower than 3%.

Figure 7 shows a section of the middle part of the FEM model with an example of the first principal stress obtained and the mesh refinement in the vicinity of the contact zone for Test 31 of Table 2. Wire 2 is not shown to show the mesh refinement and the stress values along one contact pair.

On each side of the solid part, the remaining strand length is modelled with BEAM188. Each element is defined by two nodes and a 1-dimensional element. The length of each beam part L_b is 480 mm, being the length of each beam element 0.33 mm.

The degrees of freedom of SOLID185 are displacements, whereas BEAM188 elements also include rotations. The coupling of solid and beam elements (Mn3 & Mn4 in Figure 6) is performed with master nodes and the CERIG APDL command. Each solid wire is coupled with its matching beam wire. Thus, 7 independent couplings are defined at each side of the solid block which join beam and solid degrees of freedoms. The springs are modelled by means of the COMBIN14 element, which is defined by the axial load P_s and zero stiffness $K_s = 0$. Springs are coupled with beam elements by means of master nodes 1 and 2 (Mn1 & Mn2 in Figure 6).

Contact elements between solid elements are defined with CONTA173 and TARGE170. Contacts between beams are defined with CONTA176 and also TARGE170, with parallel beam contact type, which is applicable for continuous contact type. The contact algorithm used is the augmented Lagrangian method and non-linear geometrical option is active. The total number of nodes is around 843000, which implies more than 2.5 million degrees of freedom.

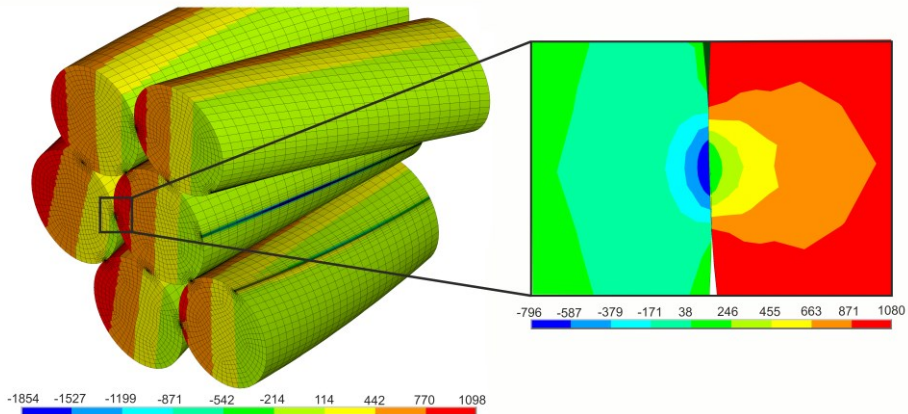


Figure 7. FEM model load state 2. First principal stress, σ_1 (MPa). Test 31.

Contact elements between solid elements are defined with CONTA173 and TARGE170. Contacts between beams are defined with CONTA176 and also TARGE170, with parallel beam contact type. The contact algorithm used is the augmented Lagrangian method. The non-linear geometry option is active due to the large displacements produced by the bending load.

3.2. MATERIAL PROPERTIES.

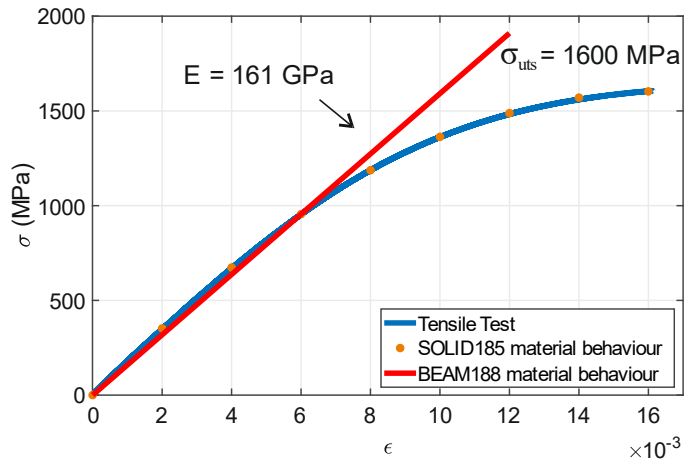


Figure 8. Material tensile test and FEM material model considered.

To obtain the mechanical properties of the material, some static traction tests were performed with the inner wire of the strand. *Figure 8* shows the actual stress-strain curve obtained for the inner wire. The choice of the inner wire for this purpose is based on the wire geometry, as only the inner wire is straight. In *Figure 8*, the points indicate the discretization implemented for the material behaviour for solid elements in the numerical model. Beam elements do not support material non-linearity; therefore, an elastic behaviour is assumed. In any case, this is correct because this part of the strand is only subjected to an axial load and the stresses are below 430 MPa. The Young's modulus considered for the elastic behaviour is 161 GPa, a value that agrees well with stresses under 1000 MPa. The Poisson coefficient is considered as $\nu = 0.3$.

The friction coefficient μ is the second material parameter required for the model. The friction coefficient between two steel surfaces subjected to variable loading

after more than 1000 cycles is considered to be between 0.6 and 0.9 [25-26]. A value of 0.8 is used in the model. In view of the type of failure observed, which mainly occurs far from contact zones, this parameter is not vital because it has major effect on the stresses close to contact zones and minor far from them.

4. RESULTS

Before applying the finite element model, a pair of validations were carried out. The first validation is performed for load state 1 and shown in *Figure 9a*, which shows the axial stress produced at Wire 1 because of an axial load P , considering a linear elastic behaviour and frictionless contact. Thus, the results can be compared with the analytical expression obtained from [27] and simplified for a 7-wire strand (*Equation (1)*).

$$\sigma = \left(A_1 + \frac{\cos^3(\alpha)}{1 + \nu \sin^2(\alpha)} A_{27} \right)^{-1} P \quad (1)$$

Where A_1 is the area of Wire 1, A_{27} the sum of the outer layer wire areas.

In addition, a second validation is performed for load state 2. During tests, P_m and d_{max} are imposed, and thus, P_{max} and Q_{max} are obtained via load cells. Imposing $P_s = P_{max}$ and d_{max} to the numerical model, the maximum force that produces bending, Q , can be obtained. *Figure 9* shows the agreement between test and numerical results for a specific value of d_{max} and different P_{max} loads. Note that for low axial load values, the scattering and error are higher than those associated with high loads, which attributes to the inherent control system of the actuators that it could not move exactly in phase both cylinders for low axial loads. However, the scattering and error decrease as the axial load increases. Therefore, the finite element model is considered to be acceptable because the error and scattering are associated with real test values.

In view of the experimental results, it is expected that maximum stresses will be found at points of maximum bending moment. It is clear that failure is governed by axial stress σ , which also coincides with principal maximum stresses far from contact surfaces. Henceforth, references to stress values refer to the axial direction.

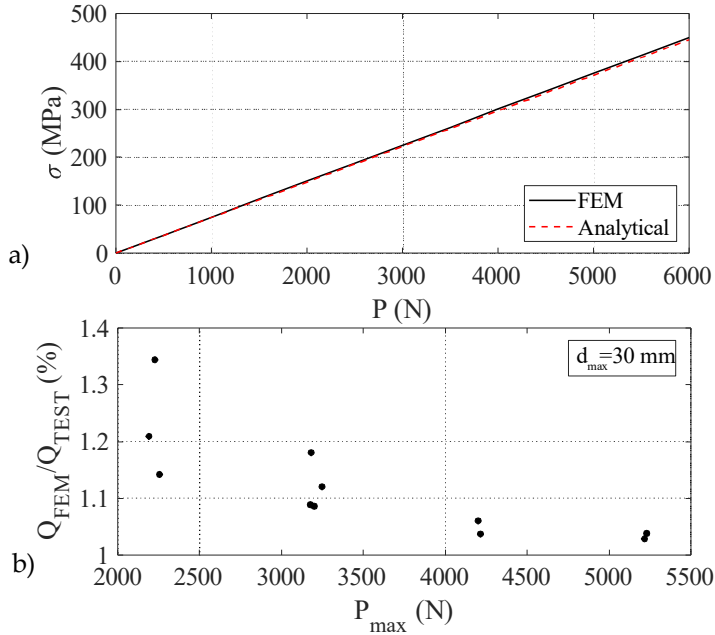


Figure 9. a) Comparison between numerical and analytical results, b) FEM and tests load correlation.

Therefore, axial stress σ of load state 2 is studied for cases along different paths at the middle length of the strand, as shown in *Figure 10*. Along paths 1 and 2, σ is obtained for the strand FEM model. Path 2 forms 10 degrees to the horizontal to study the stresses produced far enough from the contact pair to avoid its influence. Path 1 crosses the contact zone, and it is observed that contact produces a compression field that prompts a decrease in the axial stress value. However, maximum axial stresses with a non-negligible gradient are noticed in Wire 5, which agrees with the type of failure observed. Maximum stresses and gradients of path 2 (Wire 1) are quite similar to those observed in Wire 5. This analysis is a way to explain why in some cases Wires 1 and 5 break at the same time: both are subjected to similar axial stresses and gradients. In cases in which Wire 1 fails, the initiation is observed between contact zones, which are far from the compression field produced by contact stresses (see *Figure 4a*).

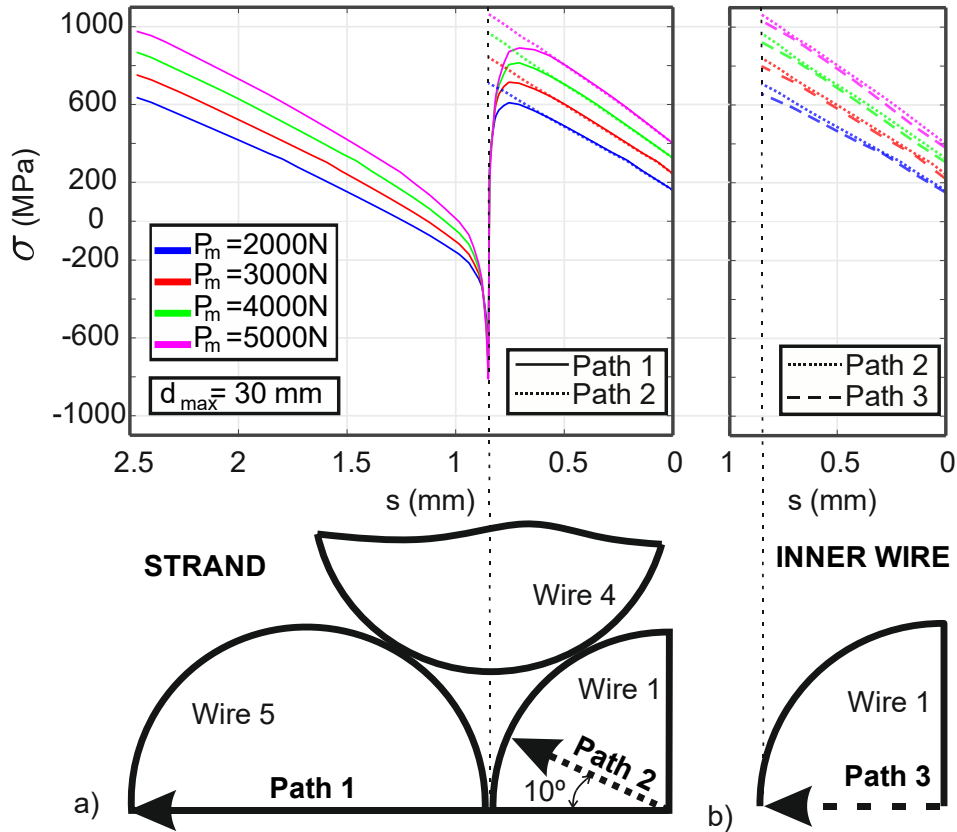


Figure 10. Axial stress along different paths for load state 2. a) Comparison of FEM strand paths 1 and 2, b) Comparison of FEM wire path 3 and FEM strand path 2.

In view of these results, it is possible to analyse the strand as independent wires because the failure is produced far from the interaction between bodies and coincides with the maximum axial stress. Therefore, a simplified FEM model is analysed. This simplified model considers only Wire 1 using the same effective length, material behaviour and boundary conditions used for the strand FEM model. However, two small modifications must be made to compare the results. The punch radius in this case is augmented by the diameter of an outer wire. As such, the new punch radius is 26.2 mm, which reproduces the same curvature as in the strand FEM model, which is facilitated by applying the same value of d_{\max} . The second modification is the spring load. According to the geometry approximately a

15% of the total axial load is assumed by the inner wire for the parameters used such that the value of the springs in the simplified model is $P_{sw} = 0.15 P_{max}$. The results are shown in *Figure 10b* (Path 3). The axial stress values and gradients observed along path 3 are similar to those in path 2, which were also similar to those in path 1 for Wire 5. Therefore, the axial stress of load state 2 (σ_{max}) for this specific strand configuration and boundary conditions could be obtained with the simplified FEM model, analysing only Wire 1. Thus, the axial stress of load state 2 is obtained from the simplified FEM model, in which d_{max} and $P_{sw} = 0.15 P_{max}$ are imposed; the results are shown in *Table 2*.

The stress of load state 1, σ_{min} , is obtained in the same way. That is, by means of the simplified FEM model, but in this case imposing only the axial load to the spring as $P_{sw} = 0.15 P_{min}$. Henceforth, references to FEM results are referred to as the simplified model.

To consider the elastic-plastic behaviour of the material, at least one pair of cycles must be taken into account to estimate an accurate value of σ_{min} . A significant strain hardening effect occurs for values higher than 1000 MPa. For lower values, the behaviour could be considered linear elastic with negligible error, as shown in *Figure 8*. The unloading process was simulated in the FEM model, for which strong convergence problems arose. Therefore, in order to calculate an accurate value of σ_{min} at the outer surface of Wire 1 while considering plasticity, the following procedure is performed with the simplified FEM model.

At first, the stress of load state 2 is calculated with the elastic-plastic simplified model. Then, to estimate the stress at load state 1, the unloading process is considered to be purely elastic. Therefore, a linear elastic simplified FEM model is performed with Wire 1, with the aim of estimating the maximum axial stress at load state 2 σ_{max}^e (see *Table 2*). *Figure 11* schematises the procedure to obtain the value of σ_{min} . The minimum elastic axial stress σ_{min}^e is obtained by analytically applying *Equation (2)*.

$$\sigma_{min}^e = \frac{0.15 P_{min}}{A_1} \quad (2)$$

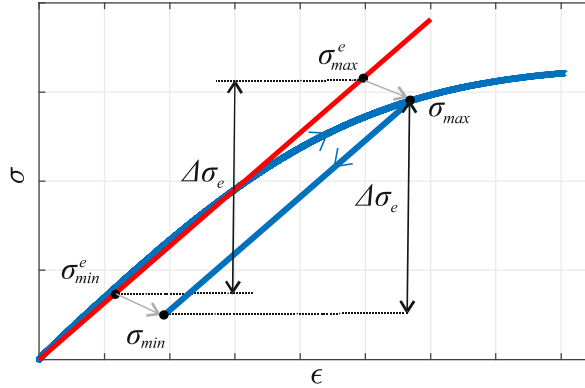


Figure 11. Procedure developed for obtaining σ_{min} in function of σ_{max} and $\Delta\sigma_e$

Therefore, with these values, an elastic stress range $\Delta\sigma_e$ is obtained according to Equation (2). Assuming that the unloading process is performed with an elastic behaviour, the same range is applicable to the elastic-plastic unloading process, as shown in Figure 11. Therefore, the value of σ_{min} that accounts for the strain hardening effect could be estimated by applying Equation (3).

$$\Delta\sigma_e = \sigma_{max}^e - \sigma_{min}^e \quad (3)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{max} - \Delta\sigma_e \quad (4)$$

Table 2 shows the loading parameters and FEM results obtained in all tests. The value Pmt is the theoretical mean axial load value, which in conjunction with dmax, defines each test. As shown, for the same combinations of Pmt and dmax, slightly different P_{max} , P_{min} and Q values are obtained. Instead of reproducing FEM simulations for each test, average values of P_{max} and P_{min} are used. Therefore, 19 load combinations were accounted for in the FEM simulation process.

Table 2. Test and FEM results.

Test	P_{mt} (N)	d_{max} (mm)	P_{max} (N)	P_{min} (N)	Q (N)	Cycles	σ_{max} (MPa)	σ_{max}^c (MPa)
1	2000	30	2191	1822	289.0	128350	669	715
2	2000	30	2225	1782	259.9	175100		
3	2000	30	2254	1745	306.1	188727		
4	2000	40	2301	1700	391.0	84850	852	928
5	2000	50	2459	1548	481.1	119300	1037	1164
6	2000	50	2478	1560	523.1	80200		
7	2000	50	2449	1549	526.4	67750		
8	3000	20	3122	2921	391.0	763100	608	645
9	3000	20	3104	2898	231.3	$>10^6$	813	881
10	3000	30	3180	2823	401.0	72700		
11	3000	30	3176	2806	435.8	71450		
12	3000	30	3247	2777	422.5	79050	1011	1123
13	3000	40	3305	2712	585.6	47350		
14	3000	40	3306	2682	590.8	63400		
15	3000	40	3309	2706	573.7	61859	1191	1383
16	3000	50	3454	2540	717.7	33855		
17	3000	50	3454	2533	729.6	21515		
18	3000	50	3453	2593	715.8	28378	719	767
19	4000	20	4106	3881	385.8	133763		
20	4000	20	4128	3881	375.3	193000		
21	4000	30	4214	3805	584.1	81050	942	1027
22	4000	30	4199	3819	571.3	59017	1137	1302
23	4000	40	4328	3690	752.0	33055		
24	4000	40	4328	3685	746.7	33321		
25	4000	40	4356	3642	742.5	27385	1311	1584
26	4000	50	4480	3524	921.0	18525		
27	4000	50	4476	3556	921.8	15182		
28	4000	50	4476	3504	904.1	18431	806	806
29	5000	20	5153	4911	487.3	535400		
30	5000	20	5135	4881	451.6	147050		
31	5000	30	5217	4792	722.0	87050	1044	1165
32	5000	30	5230	4804	715.3	40400	1251	12477
33	5000	40	5348	4651	934.2	32534		
34	5000	40	5649	4695	935.6	20450		
35	5000	40	5385	4660	926.0	19210	1405	1757
36	5000	50	5515	4486	1165.0	16445		
37	5000	50	5518	4518	1094.0	11764		
38	6000	20	6156	5885	538.8	225800	907	946
39	6000	30	6235	5774	801.1	53950	1137	1295
40	6000	30	6253	5770	791.1	41948		
41	6000	40	6392	5631	1058.0	19880		
42	6000	50	6572	5475	1307.0	9980	1484	1915

5. LIFE PREDICTION.

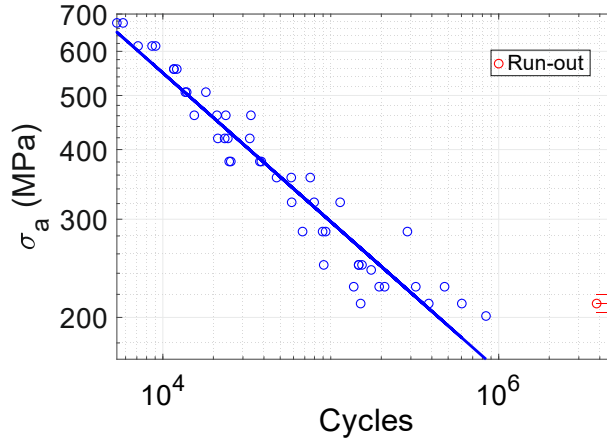


Figure 12. Material S-N curve data and fit. $R=0.1$.

Once the stresses of the experimental tests are known, the next step is establishing the relation between the damage parameter and the life obtained. An S-N curve of the material in axial loading is obtained after testing 50 inner wires of the strand with $R = 0.1$ (Figure 12). A fatigue limit near 212 MPa is obtained supported by three run-out tests.

The stress ratio R for the tests performed with the strand under axial and bending loads is different for each test. From Table 1 and applying Equations (4) and (5), mean stress (σ_m) and stress amplitude (σ_a) can be obtained.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (5)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (6)$$

Therefore, to compare strand test results with the S-N curve of the material and include the effect of mean stress, the Walker equation is applied [28]. This expression is shown by Equation (7), where the parameter γ must be estimated by means of the procedure shown in the aforementioned reference [28]. The value obtained is 0.6 adjusted according to the obtained numerical results, which is

similar to the value given by reference [28] for this material as a function of σ_{uts} .

$$\sigma_w = \sigma_{max} \left(\frac{1 - R}{2} \right)^\gamma \quad (7)$$

The value σ_w is considered to be the stress amplitude with the load ratio $R = -1$ (zero mean stress), for which the same life level as the actual combination of σ_a and σ_m is obtained. Therefore, applying *Equation (6)* to both strand and wire S-N curve data, it is possible to compare them with the same load ratio. The stress amplitude of the wire S-N curve σ_a can be obtained directly from *Figure 12*, and mean stress value σ_m can be easily obtained if the load ratio ($R = 0.1$) is known.

In addition to the effect of mean stress, there is a remarkable difference between the S-N curve of the material and the fatigue strand test. The wire fatigue tests were performed with axial loading, and therefore, there was not a stress gradient. However, the bending moment applied to the strand produces severe gradients, as was shown earlier (*Figure 10*). The existence of a stress gradient is the reason for the higher fatigue strength in bending fatigue than in axial fatigue, given the same maximum stress. It is widely recognized in the fatigue field and used in real practice that the fatigue strength in axial loading is between 0.7 and 0.9 times the one in bending [29–30]. Any fatigue model has to take this effect into account. That is why, in order to compare the fatigue curve of the strand with the curve of the wire, the former will be divided by a factor of 0.8. This value is in the middle of the range given before.

Figure 13 shows the adjusted line for the material S-N curve and the adjusted line of the strand test after applying *Equation (7)*. In addition to these lines, the stress values for each strand test are shown, grouped as a function of d_{max} . As shown, in general, the higher the displacement, the lower the life.

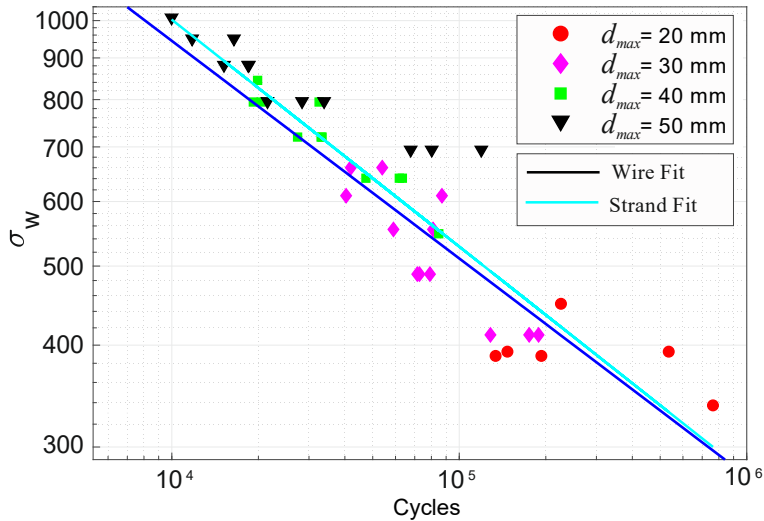


Figure 13. Material and strand adjustment with the Walker relation.

Figure 13 shows the adjusted line for the material S-N curve and the adjusted line of the strand test. In addition to these lines, the stress values for each strand test that are obtained after the application of the Walker equation are shown, grouped as a function of d_{max} . As shown, in general, the higher the displacement, the lower the life.

Very good agreement is observed between the wire S-N curve and the strand S-N curve. This means that the fatigue life in any strand test could be estimated based on the stresses calculated with FEM and the fatigue curve of the material. Both are modified by means of the Walker equation, which also depends on the value of γ , which is adjusted with the tests presented herein. The same procedure was carried out with other models that take into account a non-zero mean stress, such as Goodman [31], Gerber [32] or Smith-Watson-Topper [33], as shown by Equations (7) to (9), where $\Delta\varepsilon$ is obtained as $\Delta\sigma_e/E$.

$$\sigma_{Goodman} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{uts}}} \quad (8)$$

$$\sigma_{Gerber} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{uts}}\right)^2} \quad (9)$$

$$\sigma_{SWT} = \sqrt{\sigma_{max} E \Delta \varepsilon} \quad (10)$$

Finally, the results are shown in *Figure 14*. Note that good agreement is observed independently of the stress modifications used, although the Walker modification agrees better with the material curve followed by the SWT parameter. The advantage of the SWT parameter is that no additional parameters are required for model correction compared with the Walker model.

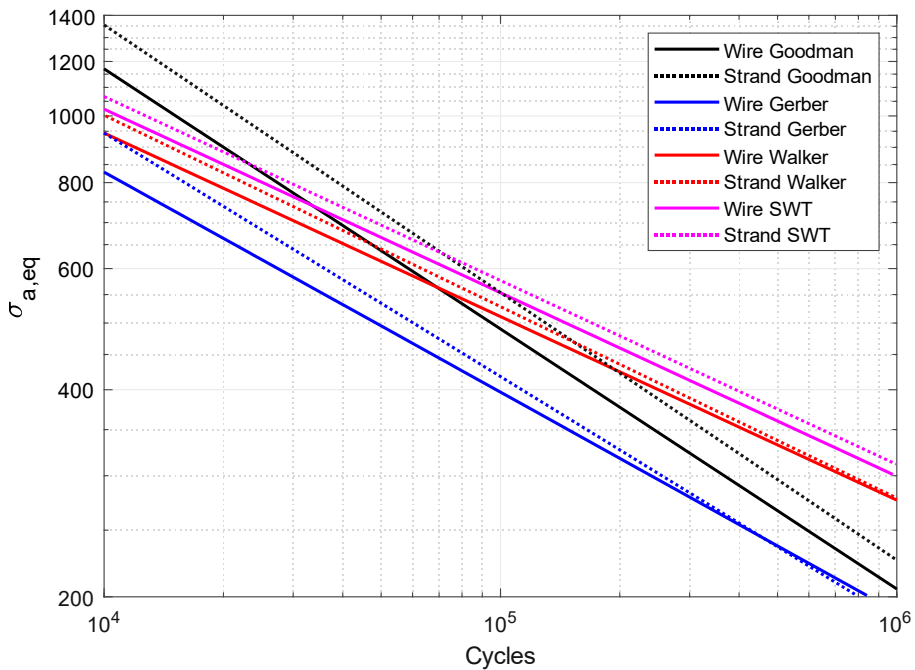


Figure 14. Comparison of S-N curves.

6. CONCLUSIONS.

The fatigue failure of a 7-wire stainless steel strand is studied. Several tests are performed by applying different combinations of axial and bending loads. Fracture surfaces are analysed using a scanning electron microscope, and the results suggest

that the failure of the strand is due to global stresses rather than fretting. To determine the stress and strain fields of the specimen, a complete finite element model is built to reproduce the experimental tests as faithfully as possible including friction and nonlinear material behaviour. The results of the FEM model are consistent with the type of failure observed and are used to estimate the strand S-N curve.

The material S-N curve is compared with the strand one applying different methods to obtain an equivalent stress. Very good fitting is observed between material and strand S-N curves, independently of the methodology used to consider mean stress.

We conclude that if the failure of a 7-wire strand is avoided close to the clamps, then failure seems to be produced by global stresses. It is also observed that the boundary conditions of the strands are vital for the fatigue life, specifically those related to the clamp system.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to express their gratitude to the Ministry of Economy and Competitiveness for funding the research of the DPI2014-59160-P project.

REFERENCES

- [1] Zhou ZR, Cardou A, Fiset M, Goudreau S. Fretting fatigue in electrical transmission lines. *Wear*. 1994; 173(1-2):179–188.
- [2] NJ Gimsing, Georgakis CT. *Cable Stayed Bridges: Concept and Design*. United Kingdom: Wiley Press; 2011.
- [3] Peterka P, Krešák J, Kropuch S, Fedorko G, Molnar V, Vojtko M. Failure analysis of hoisting steel wire rope. *Eng Fail Anal*. 2014; 45: 96–105.
- [4] Pal U, Mukhopadhyay G, Sharma A, Bhattacharya S. Failure analysis of wire rope of ladle crane in steel making shop. *Int. J. Fatigue*. 2018;116:149–155.
- [5] Fadel AA, Rosa D, Murça LB, Ferreira JLA, Araújo JA. Effect of high mean tensile stress on the fretting fatigue life of an Ibis steel reinforced aluminium conductor. *Int J Fatigue*. 2012;42:24–34.

- [6] Hobbs RE, Raof M. Mechanism of fretting fatigue in steel cables. *Int J Fatigue*. 1994;16(4):273–280.
- [7] Zhou ZR, Cardou A, Goudreau S, Fiset M. Fundamental investigations of electrical conductor fretting fatigue. *Tribol Int*. 1996;29(3):221–232.
- [8] Winkler J, Georgakis CT, Fischer G. Fretting fatigue behavior of high-strength steel monostrands under bending load. *Int J Fatigue*. 2015;70:13–23.
- [9] Chen Y, Meng F, Gong X. Interwire wear and its influence on contact behavior of wire rope strand subjected to cyclic bending load. *Wear*. 2016;368:470–484.
- [10] Mohammed Raof REH. Analysis of multilayered structural strands. *J Eng Mech*. 1988;114:1160–1182.
- [11] Raof M. Axial fatigue of multilayered strands. *J Eng Mech*. 1990;116(10):2083–2099.
- [12] Raof M. Free-bending fatigue life estimation of cables at points of fixity. *J Eng Mech*. 1992;118(9):1747–1764.
- [13] Azevedo CRF, Henriques AMD, Pulino Filho AR, Ferreira JLA, Araújo JA. Fretting fatigue in overhead conductors: rig design and failure analysis of a Grosbeak aluminium cable steel reinforced conductor. *Eng Fail Anal*. 2009;16(1):136–151.
- [14] Costello GA. *Theory of Wire Rope*. New York: Springer Science & Business Media; 1997.
- [15] Cardou A, Jolicoeur C. Mechanical Models of Helical Strands. *Appl Mech Rev*. 1997;50(1):1–14.
- [16] Usabiaga H, Pagalday JM. Analytical procedure for modelling recursively and wire by wire stranded ropes subjected to traction and torsion loads. *Int J Solids Struct*. 2008;45(21):5503–5520.
- [17] Wokem C, Joseph T, Curley M. Fatigue life prediction for cables in cyclic tension. *J Strain Anal Eng Des*. 2018;53(5):141–155.
- [18] Song B, Wang H, Cui W, Liu H, Yang T. Distributions of stress and deformation in a braided wire rope subjected to torsional loading. *J Strain Anal Eng Des*. 2019;54(1):3–12.

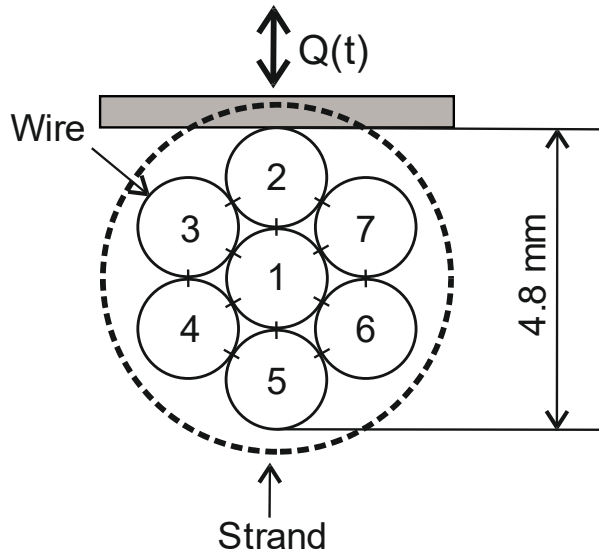
- [19] Beltrán JF, Nuñez E, Nuñez F, Silva I, Bravo T, Moffat R. Static response of asymmetrically damaged metallic strands: Experimental and numerical approach. *Constr Build Mater.*2018;192:538–554.
- [20] Kim JK, Yang JM. Effect of design variables on deflected tensile performance of high-strength 7-wire steel strand for stay cable. *Constr Build Mater.* 2018;188:40–48.
- [21] Lalonde S, Guilbault R, Langlois S. Modeling multilayered wire strands, a strategy based on 3D finite element beam-to-beam contacts - Part II: Application to wind-induced vibration and fatigue analysis of overhead conductors. *Int J Mech Sci.*, vol. 126, pp. 297–307, 2017.
- [22] Jiang WG, Yao MS, Walton JM. A concise finite element model for simple straight wire rope strand. *Int J Mech Sci.* 1999;41(2):143–161.
- [23] Jiang WG, Yao MS, Walton JM. Concise finite element model for three-layered straight wire rope strand. *Int J Mech Sci.* 2000;42(1):63–86.
- [24] Erena D, Vázquez J, Navarro C, Domínguez J. New fatigue device for testing cables: Design and results. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 2019;42:1826-1837.
- [25] Juoksukangas J, Lehtovaara A, Mäntylä A. A comparison of relative displacement fields between numerical predictions and experimental results in fretting contact. *Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol.*2016;230(10):1273–1287.
- [26] Hintikka J, Lehtovaara A, Mäntylä A. Fretting-induced friction and wear in large flat-on-flat contact with quenched and tempered steel. *Tribol Int.*2015;92:191–202, 2015.
- [27] K. Feyrer, *Wire ropes: Tension, endurance, reliability.* 2015.
- [28] Dowling NE, Calhoun CA, Arcari A. Mean stress effects in stress-life fatigue and the Walker equation. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.*2009;32(3):163–179.
- [29] Budynas RG, Nisbett JK. *Shigley's Mechanical Engineering Design, 8th ed.* New York: McGraw-Hill; 2008.
- [30] Lee YL, Pan J, Hathaway R, Barkey M. *Fatigue testing and analysis: Theory and practice.* Oxford: Butterworth-Heinemann; 2005.
- [31] Goodman J, *Mechanics applied to engineering.* London: Longmans, Green; 1919.

[32] Gerber WZ. Bestimmung der Zulässigen Spannungen in Eisen Constructionen. *Z Bayer Archit Inger Ver.*1874;6:101.

[33] Smith KN, Watson P, Topper TH. A stress-strain function for the fatigue of metals. *J Mater.*1970;5(4):767–778.

ANEXO D

En este anexo se incluyen las imágenes de las caras de fractura obtenidas mediante el microscopio electrónico de barrido. Estas imágenes se corresponden con los ensayos de la *Tabla 1 del Anexo B*. Con una flecha se indican las posibles zonas de iniciación de grietas y el número del hilo de acuerdo a la figura inferior.



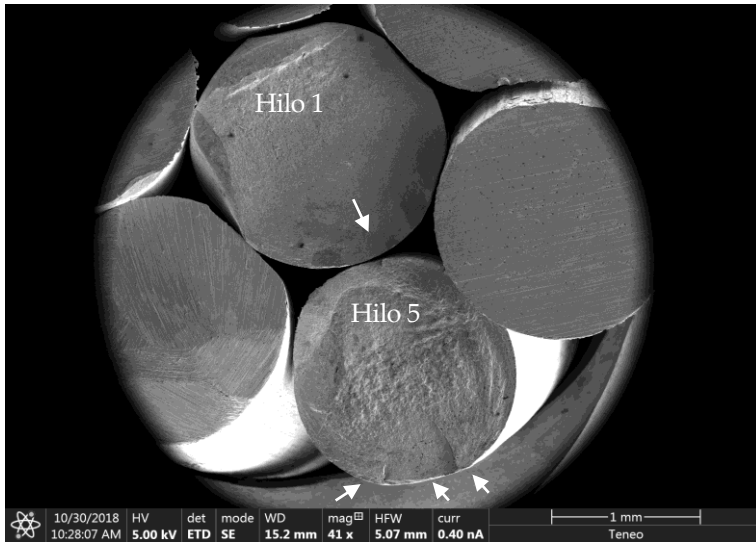


Figura D-1. Ensayo número 1.

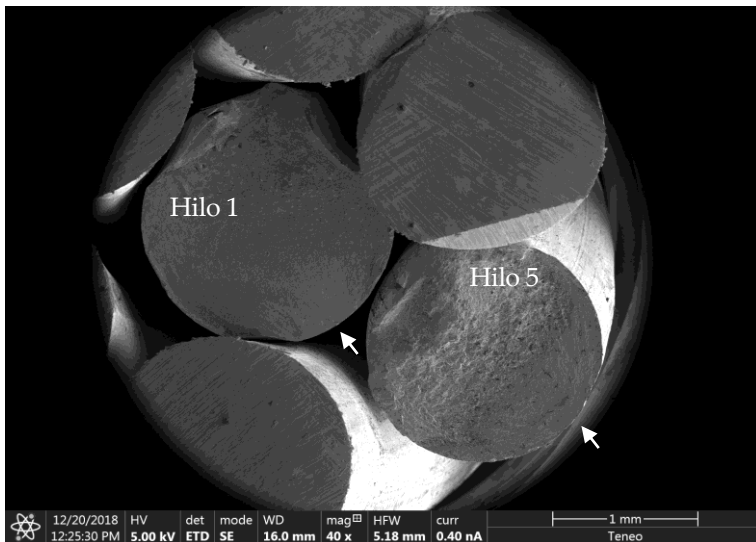


Figura D- 2. Ensayo número 3.

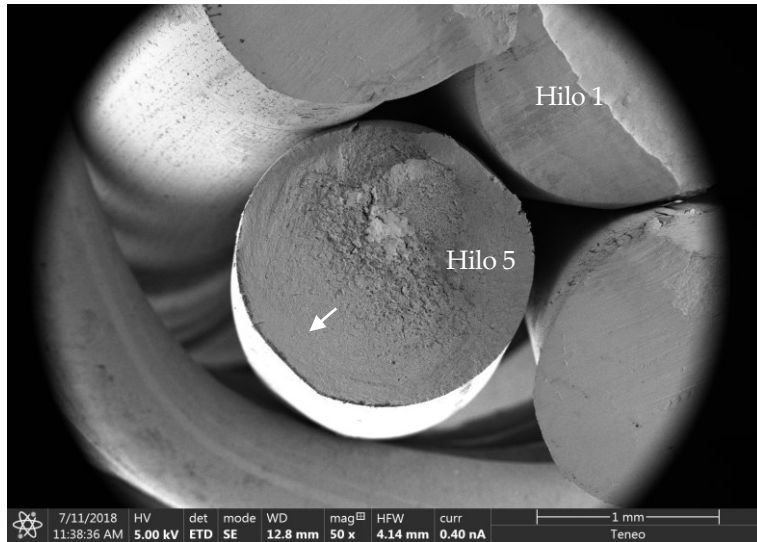


Figura D-3. Ensayo número 4.

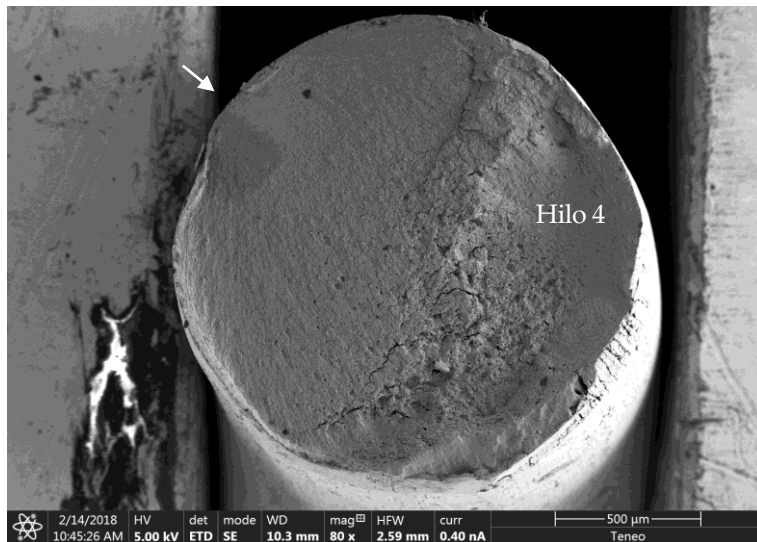


Figura D-4. Ensayo número 5.

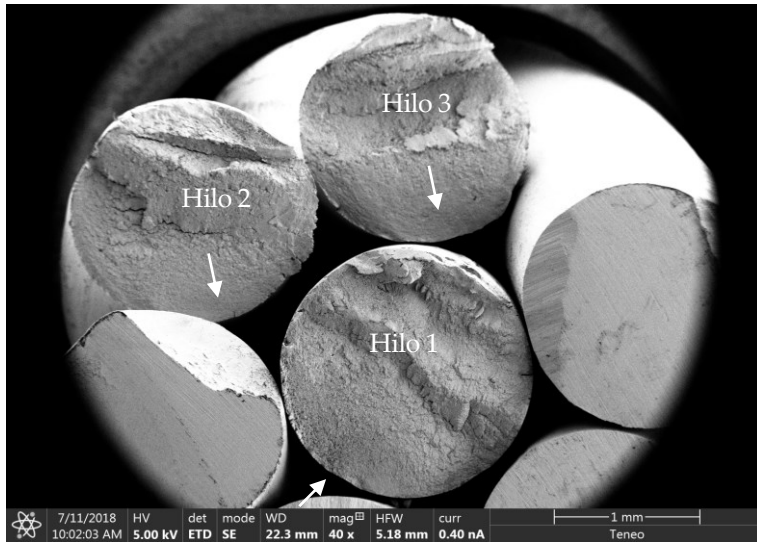


Figura D- 5. Ensayo número 7.

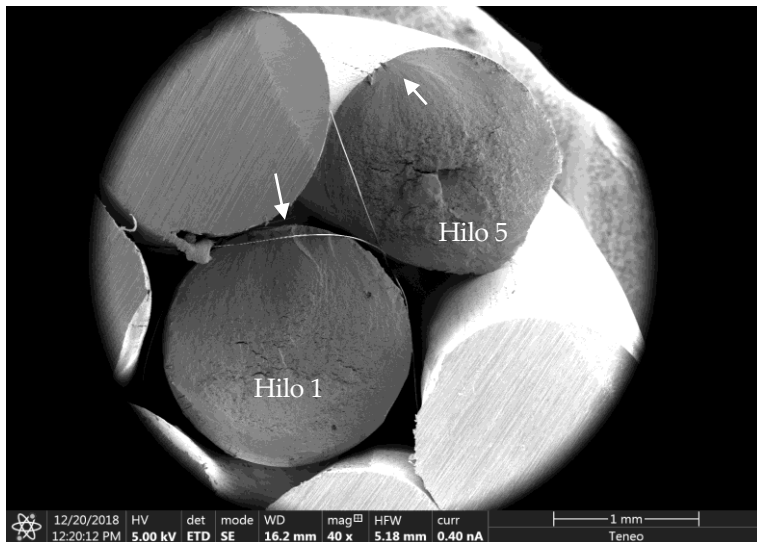


Figura D- 6. Ensayo número 8.

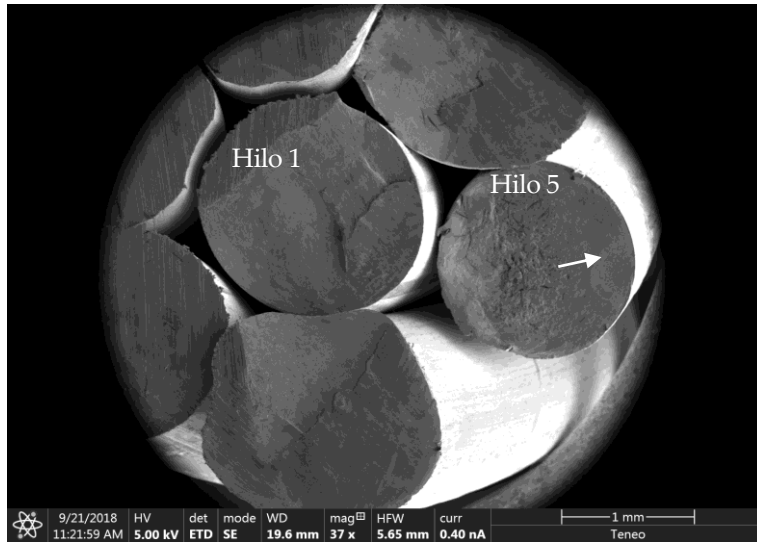


Figura D- 7. Ensayo número 9.

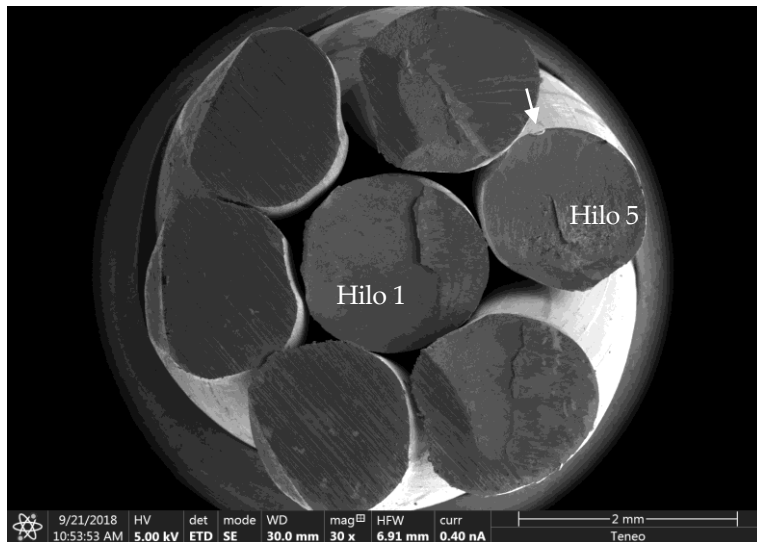


Figura D- 8. Ensayo número 11.

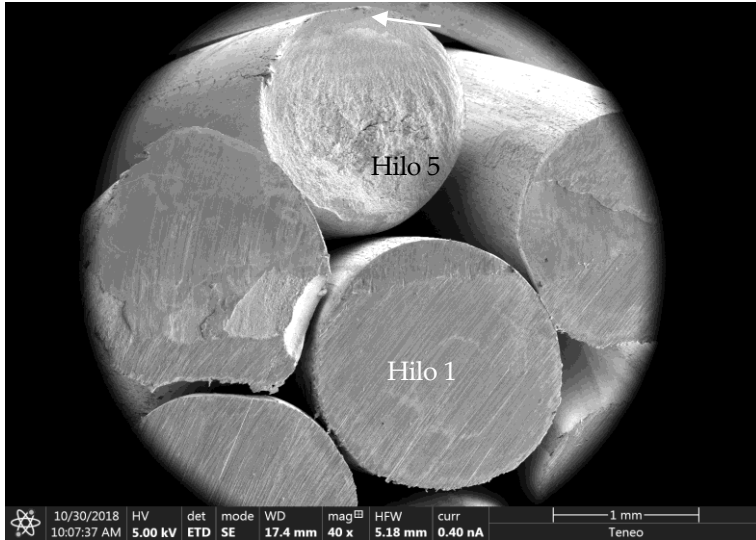


Figura D- 9. Ensayo número 13.

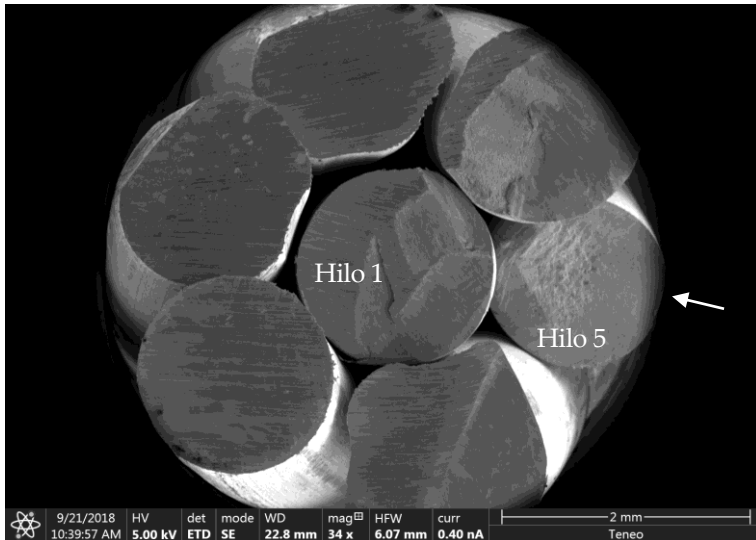


Figura D- 10. Ensayo número 16.

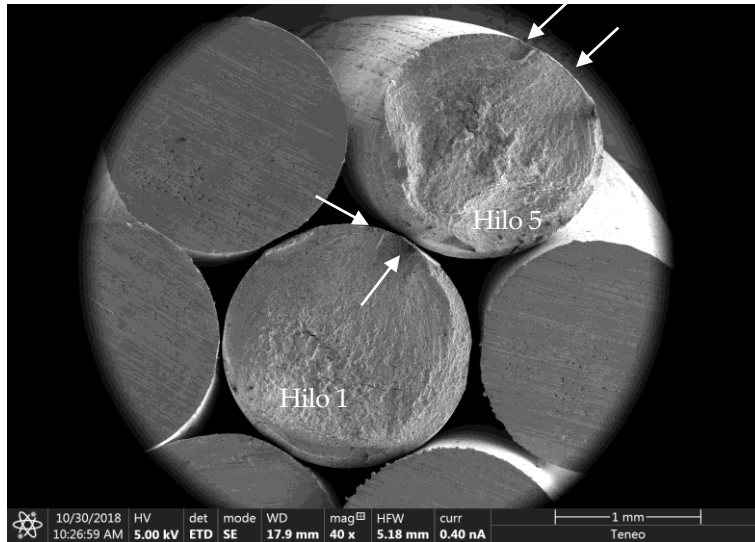


Figura D- 11. Ensayo número 17.

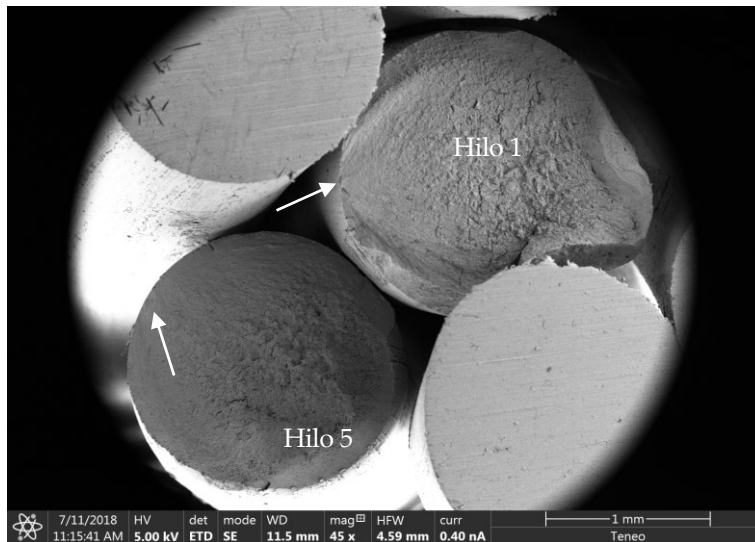


Figura D- 12. Ensayo número 19.

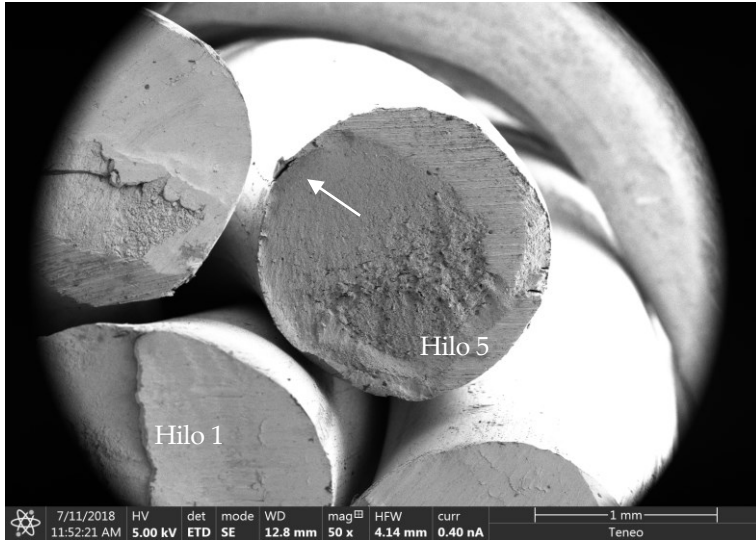


Figura D- 13. Ensayo número 20.

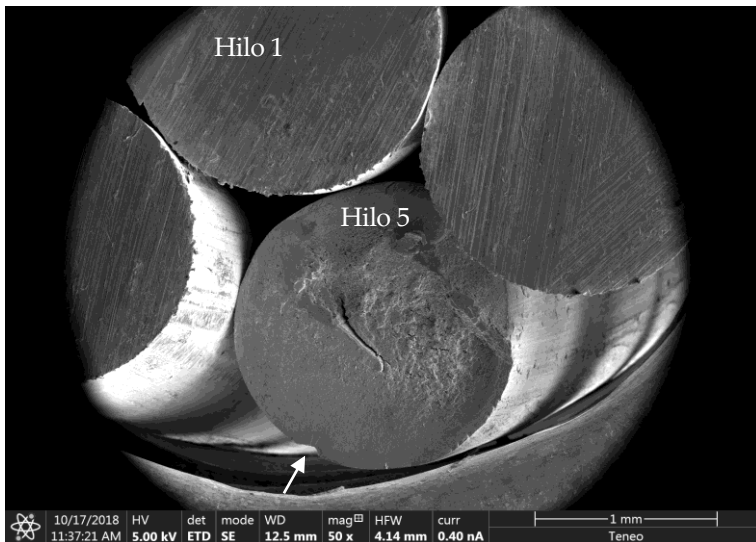


Figura D- 14. Ensayo número 21.

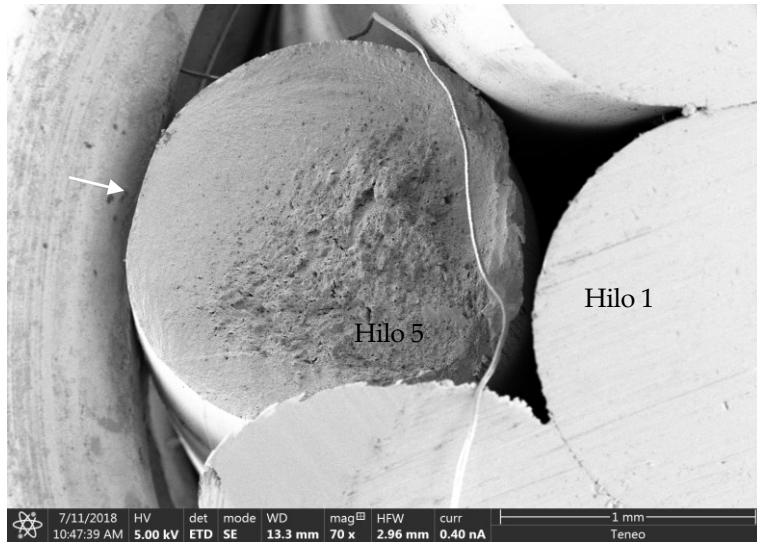


Figura D- 15. Ensayo número 23.

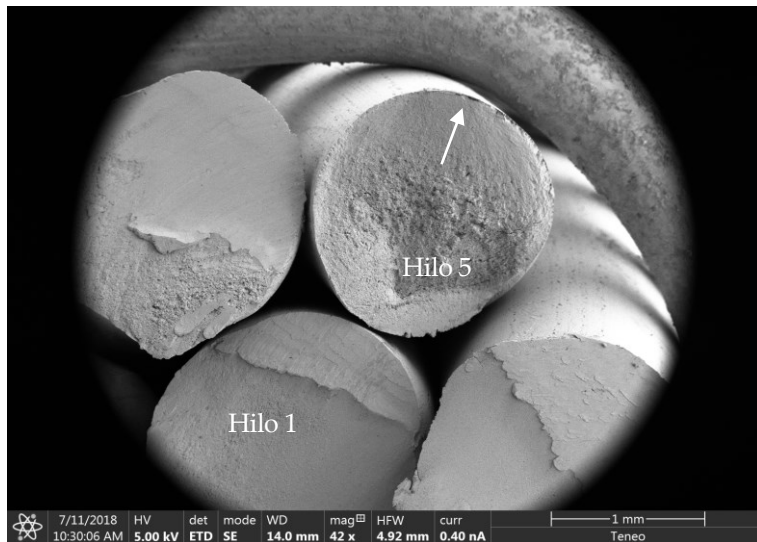


Figura D- 16. Ensayo número 25.

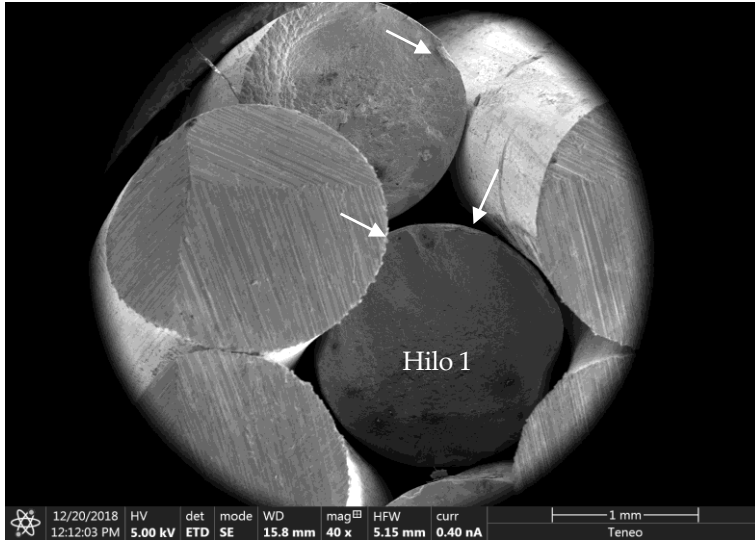


Figura D- 17. Ensayo número 26.

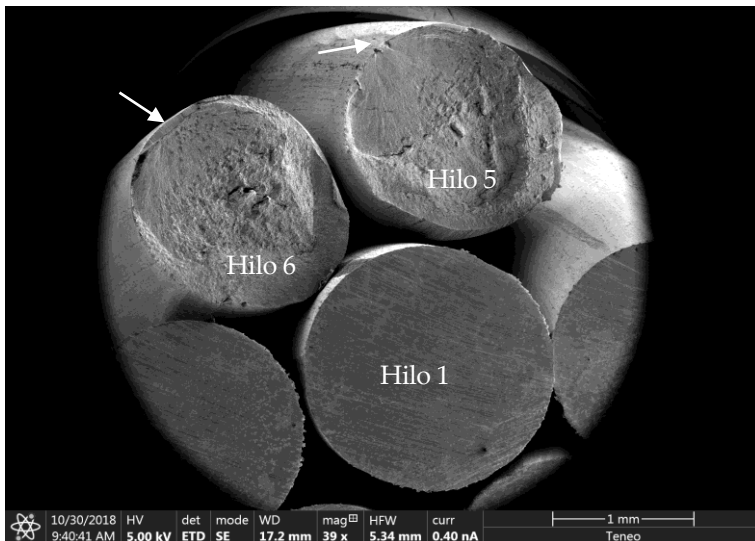


Figura D- 18. Ensayo número 29.

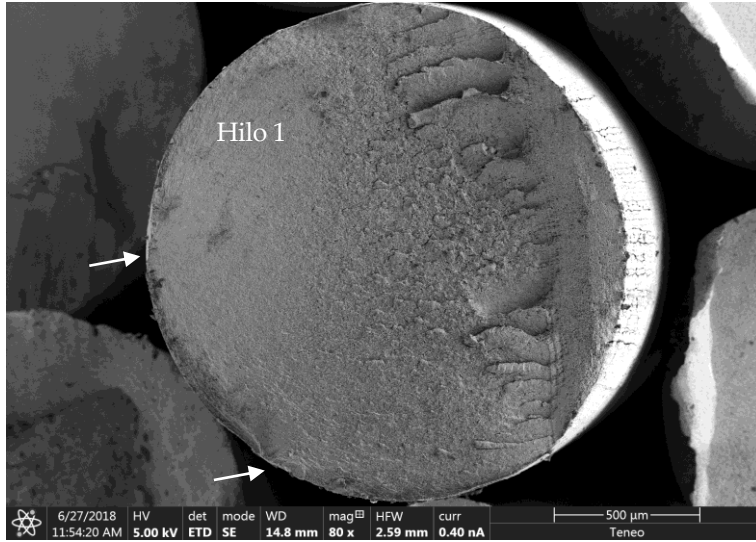


Figura D- 19 Ensayo número 30.



Figura D- 20. Ensayo número 31.

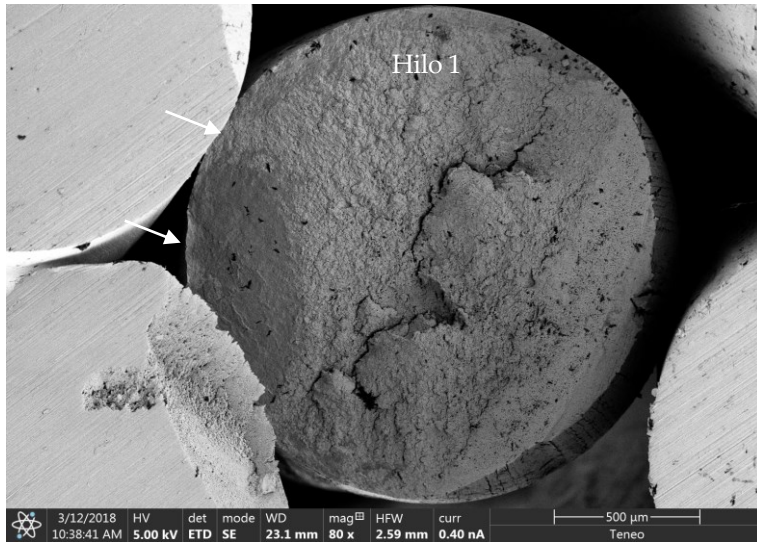


Figura D- 21. Ensayo número 32.

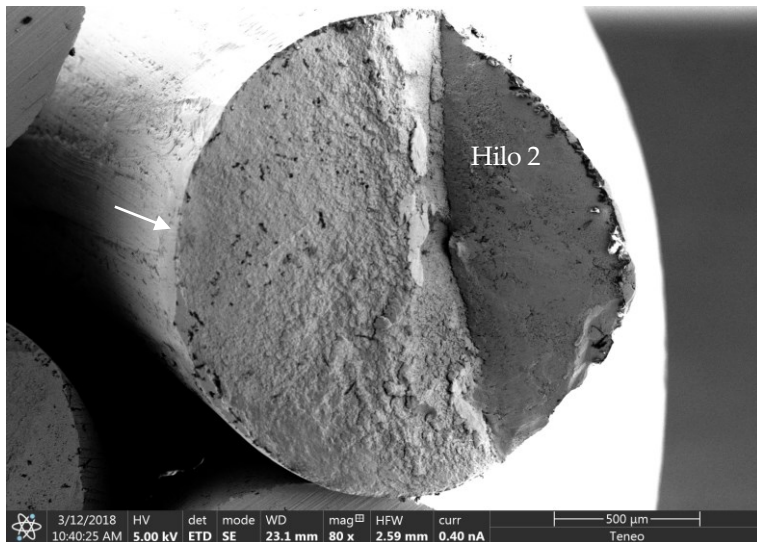


Figura D- 22. Ensayo número 32.

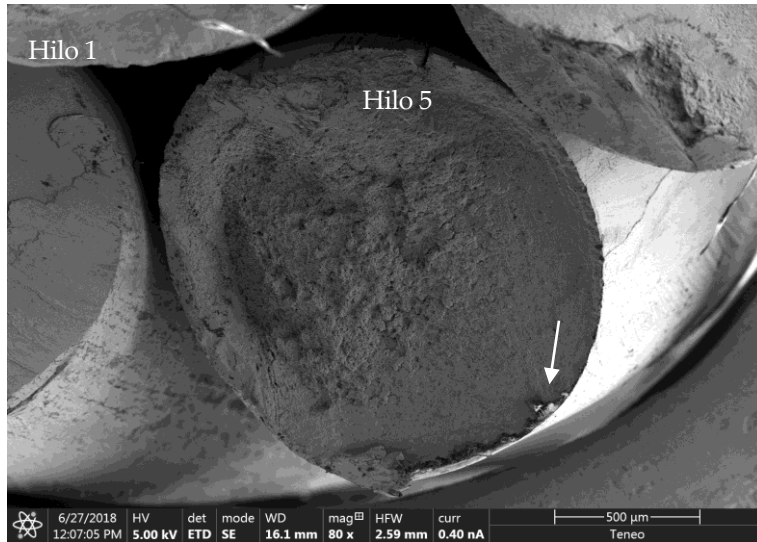


Figura D- 23. Ensayo número 33.



Figura D- 24. Ensayo número 34.

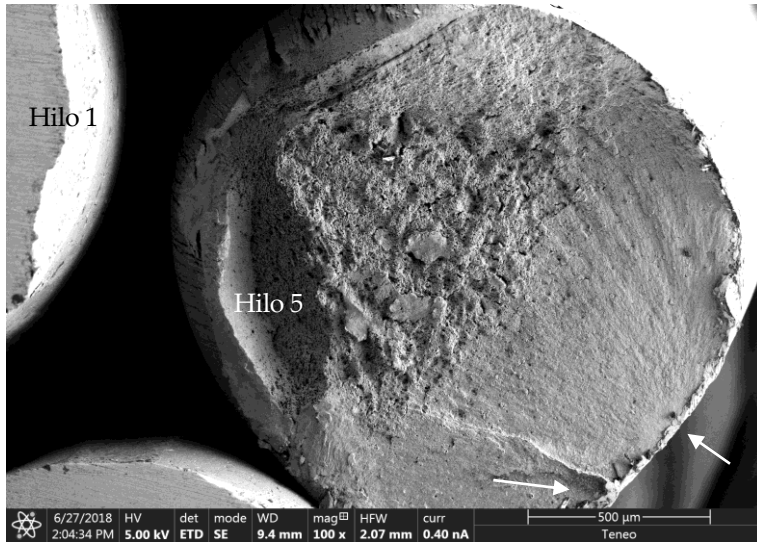


Figura D- 25. Ensayo número 35.

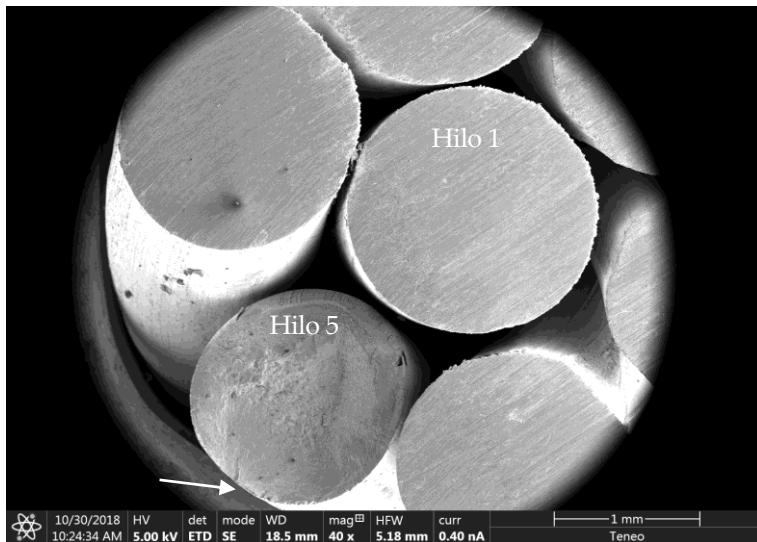


Figura D- 26. Ensayo número 36.

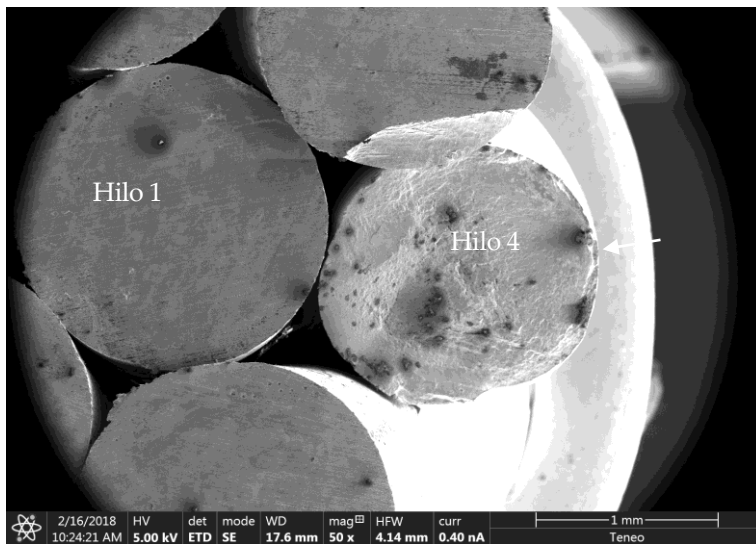


Figura D- 27. Ensayo número 37.

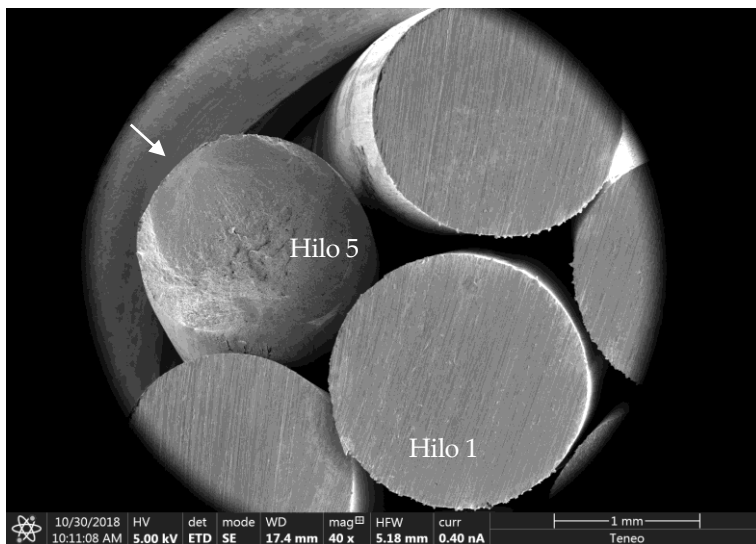


Figura D- 28. Ensayo número 38.

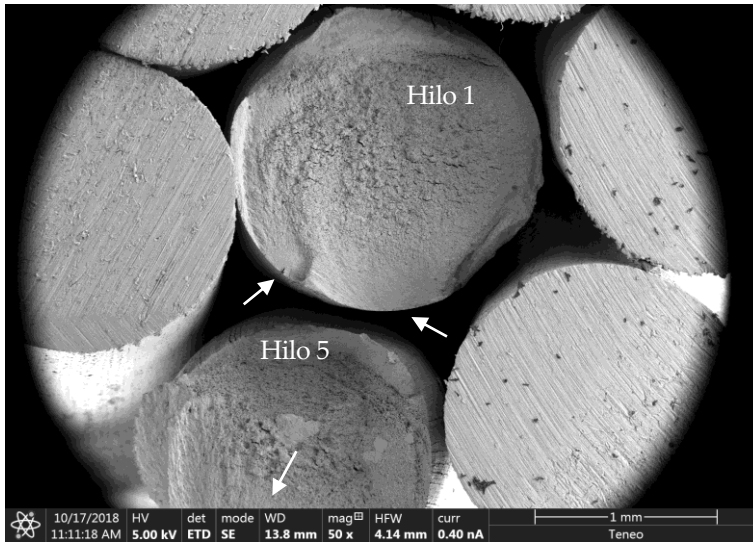


Figura D- 29. Ensayo número 39.

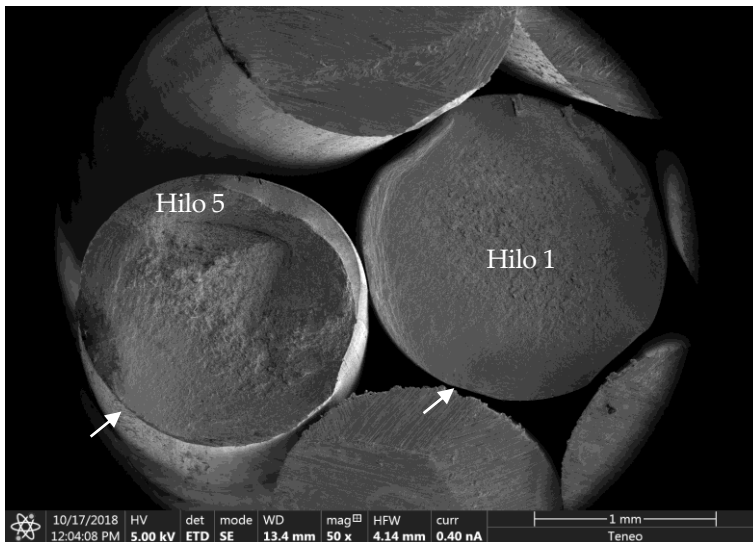


Figura D- 30. Ensayo número 40.



Figura D- 31. Ensayo número 41.

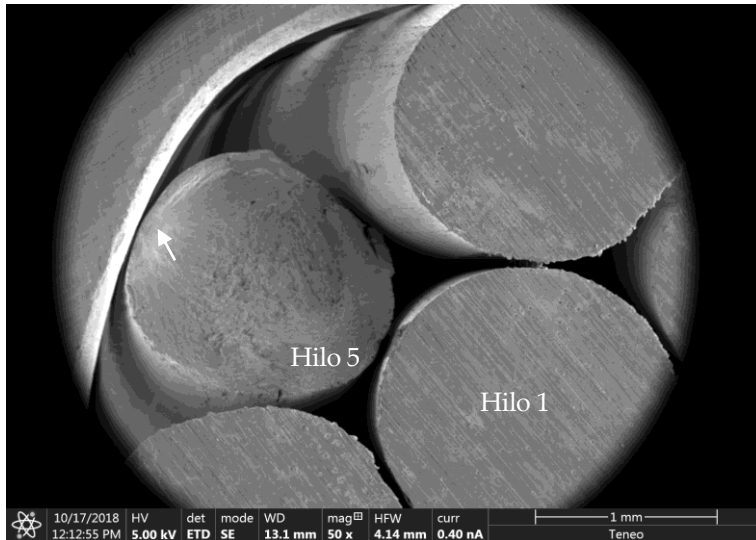


Figura D- 32. Ensayo número 42.

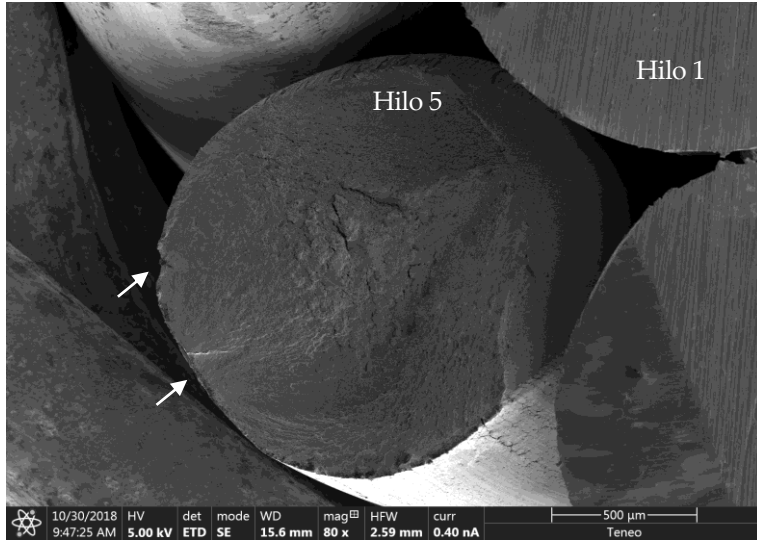


Figura D- 33. Ensayo número 43.

ANEXO E

En este anexo se incluyen imágenes de las zonas de contacto obtenidas mediante el microscopio electrónico de barrido. Estas imágenes se corresponden con los ensayos de la Tabla 1 del Anexo B.

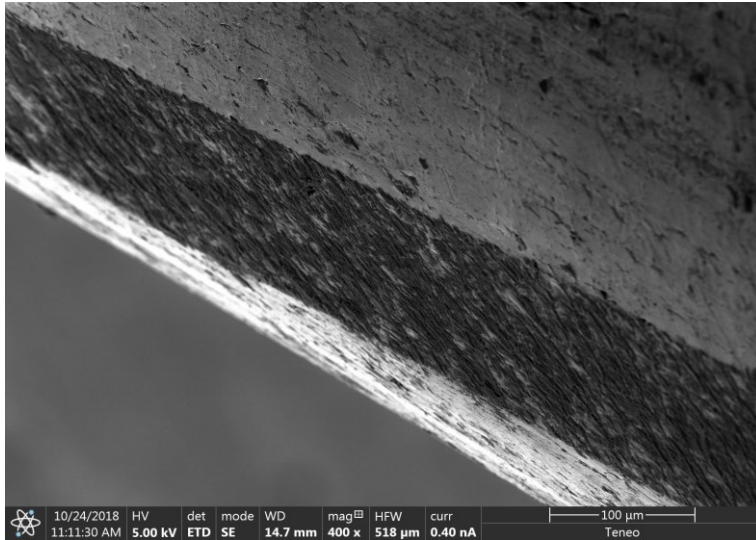


Figura E-1. Ensayo número 4.

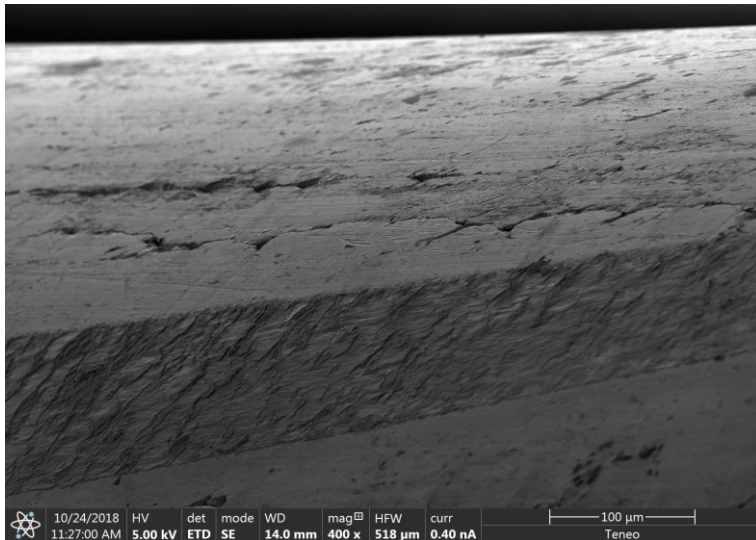


Figura E-2. Ensayo número 9.

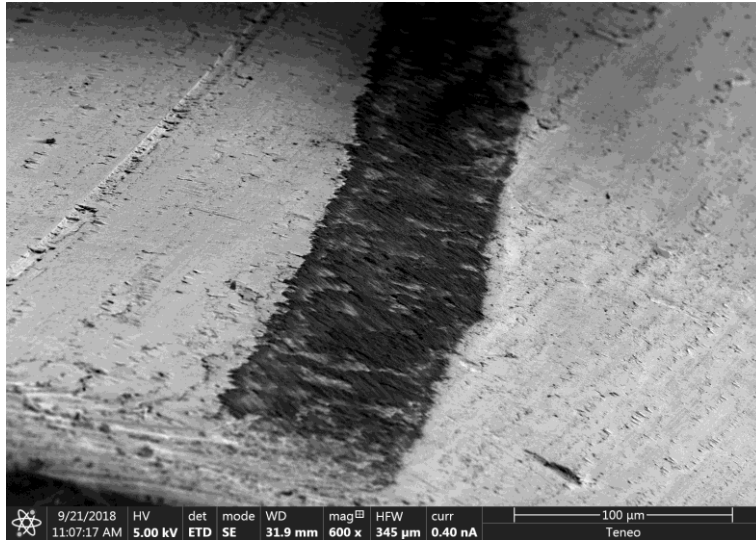


Figura E-3. Ensayo número 11.

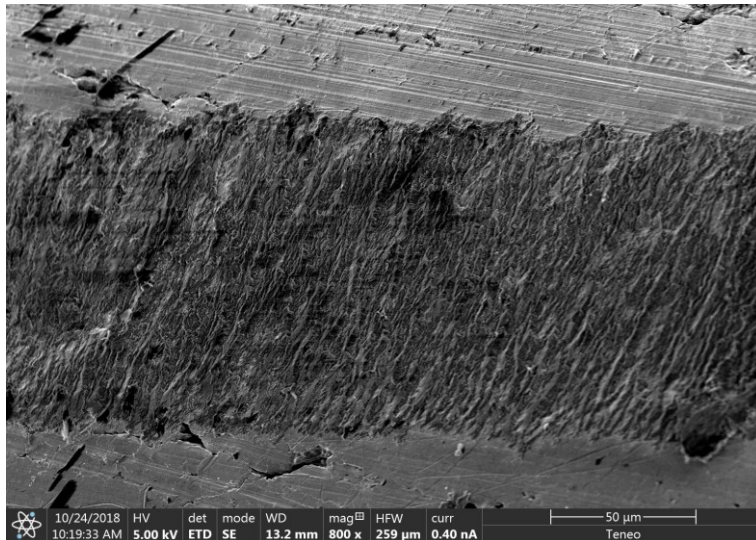


Figura E-4. Ensayo número 16.



Figura E-5. Ensayo número 17.

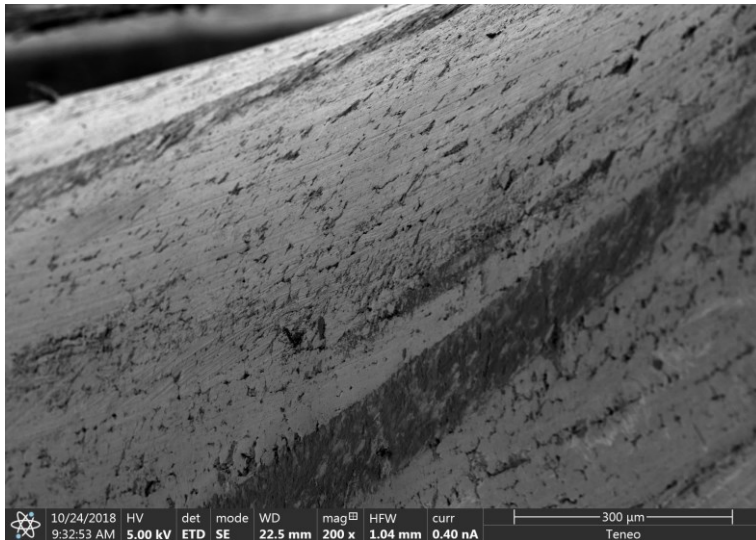


Figura E-6. Ensayo número 19.

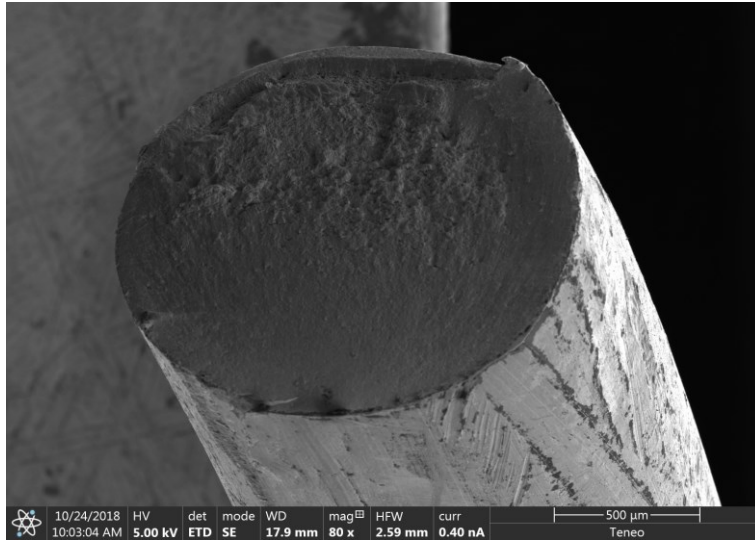


Figura E-7. Ensayo número 20.

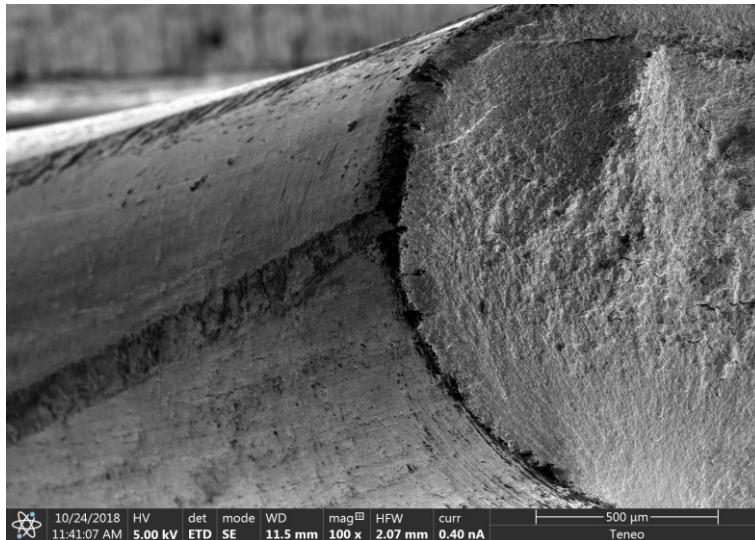


Figura E-8. Ensayo número 25.

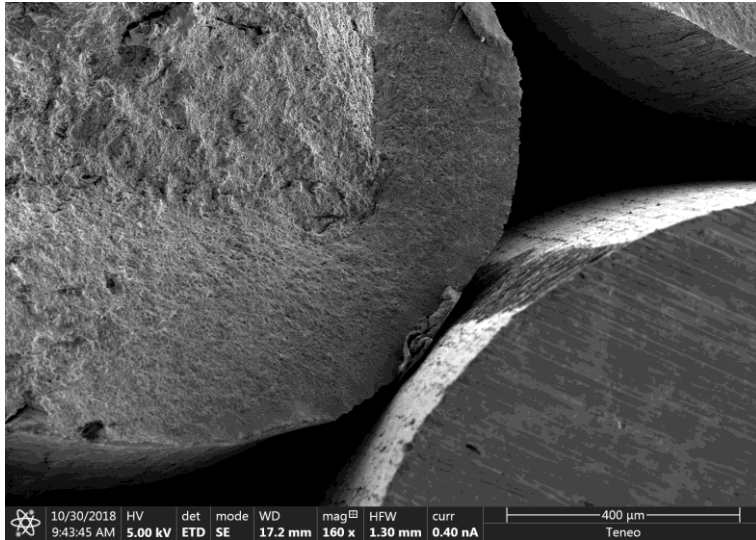


Figura E-9. Ensayo número 29.

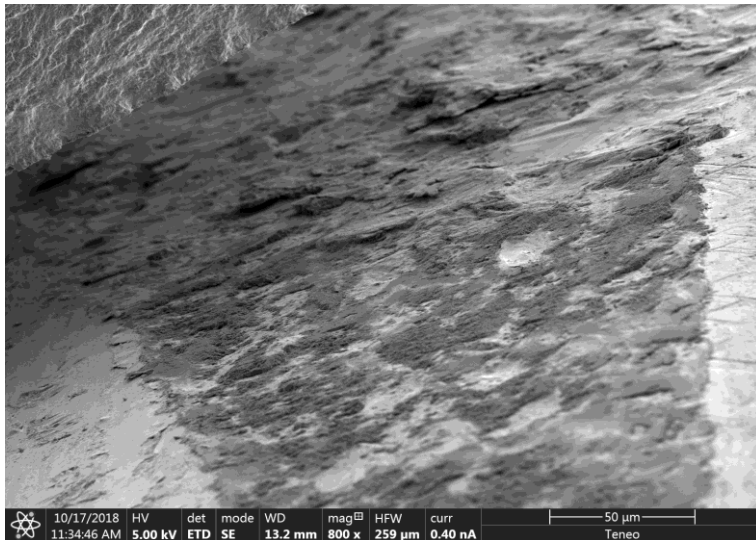


Figura E-10. Ensayo número 31.

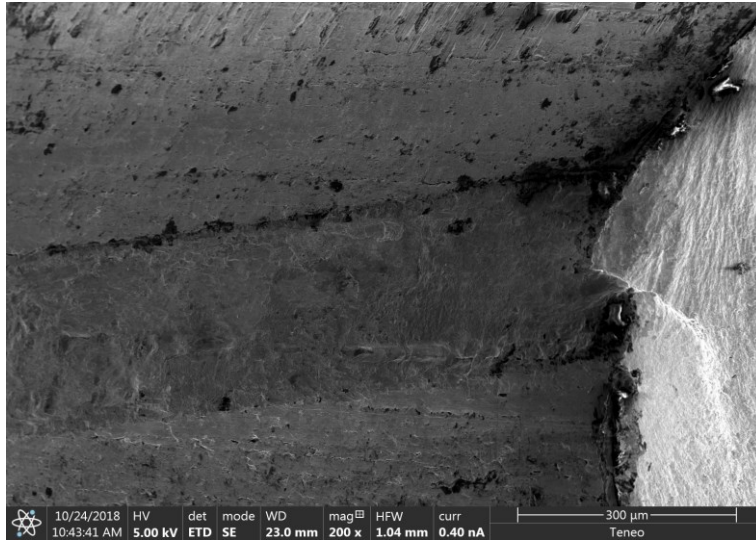


Figura E-11. Ensayo número 32.

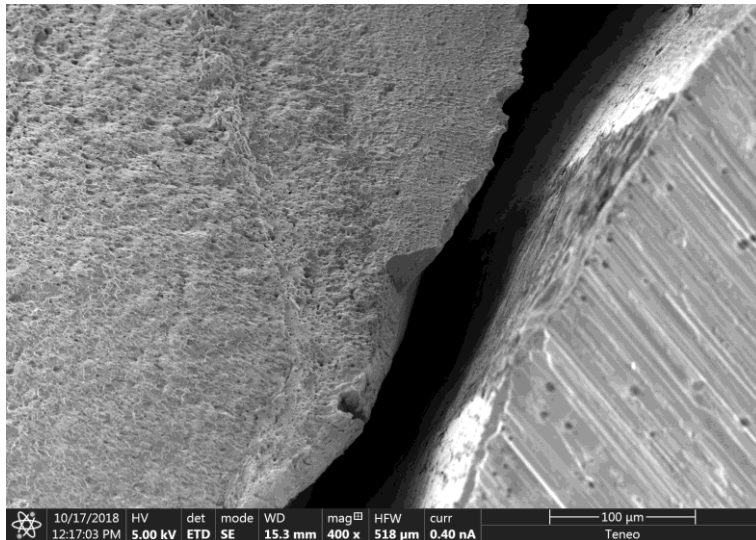


Figura E-12. Ensayo número 34.

REFERENCIAS

- [1] Feyrer K. Wire ropes: Tension, endurance, reliability. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg; 2007. doi:10.1007/978-3-642-54996-0.
- [2] EPRI. Transmission line reference book: The orange book. Electric Power Research Institute; n.d.
- [3] API. Recommended Practice for Analysis, Design, Installation, and Testing of Basic Surface Safety Systems for Offshore Production Platforms. Api Rp 14C 2001. doi:10.1520/G0154-12A.
- [4] Standard E. Eurocode 3 : Design of steel structures, Part 1.9. Control 2003.
- [5] Mohammed Raof REH. Analysis of multilayered structural strands. J Eng Mech 1988;114:1160–82.
- [6] Mohammed Raof. Axial fatigue of multilayered strands. J Eng Mech 1990;116:2083–99.
- [7] Raof M. Effect of hydrostatic pressure on strand behaviour. J Strain Anal Eng Des 1990;25:75–84.
- [8] Raof M. Free-Bending Fatigue Life Estimation of Cables at Points of Fixity. J Eng Mech 1992;118:1747–64. doi:10.1061/(asce)0733-9399(1992)118:9(1747).
- [9] Hobbs RE, Raof M. Mechanism of fretting fatigue in steel cables. Int J Fatigue 1994;16:273–80. doi:10.1016/0142-1123(94)90341-7.
- [10] Zhou ZR, Cardou A, Fiset M, Goudreau S. Fretting fatigue in electrical transmission lines. Wear 1994;173:179–88. doi:10.1016/0043-1648(94)90271-2.
- [11] Zhou ZR, Cardou A, Goudreau S, Fiset M. Fundamental investigations of electrical conductor fretting fatigue. Tribol Int 1996;29:221–32. doi:10.1016/0301-679X(95)00074-E.
- [12] Azevedo CRF, Henriques AMD, Pulino Filho AR, Ferreira JLA, Araújo JA. Fretting fatigue in overhead conductors: Rig design and failure analysis of a Grosbeak aluminium cable steel reinforced conductor. Eng Fail Anal

- 2009;16:136–51. doi:10.1016/j.engfailanal.2008.01.003.
- [13] Fadel AA, Rosa D, Murça LB, Ferreira JLA, Araújo JA. Effect of high mean tensile stress on the fretting fatigue life of an Ibis steel reinforced aluminium conductor. *Int J Fatigue* 2012;42:24–34. doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.03.007.
- [14] Nasution FP, Sævik S, Gjosteen JKO, Berge S. Experimental and finite element analysis of fatigue performance of copper power conductors. *Int J Fatigue* 2013;47:244–58. doi:10.1016/j.ijfatigue.2012.09.006.
- [15] Nasution FP, Sævik S, Gjosteen JKO. Finite element analysis of the fatigue strength of copper power conductors exposed to tension and bending loads. *Int J Fatigue* 2014;59:114–28. doi:10.1016/j.ijfatigue.2013.09.009.
- [16] Nasution FP, Sævik S, Berge S. Experimental and finite element analysis of fatigue strength for 300mm² copper power conductor. *Mar Struct* 2014;39:225–54. doi:10.1016/j.marstruc.2014.07.005.
- [17] Winkler J, Georgakis CT, Fischer G. Fretting fatigue behavior of high-strength steel monostrands under bending load. *Int J Fatigue* 2015;70:13–23. doi:10.1016/j.ijfatigue.2014.08.009.
- [18] Llorca J, Sánchez-Gálvez V. Fatigue limit and fatigue life prediction in high strength cold drawn eutectoid steel wires. *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 1989;12:31–45. doi:10.1111/j.1460-2695.1989.tb00506.x.
- [19] F. LNG. *A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*. Nature 2008. doi:10.1038/105511a0.
- [20] Cardou A, Jolicoeur C. Mechanical Models of Helical Strands. *Appl Mech Rev* 1997;50:1–14. doi:10.1115/1.3101684.
- [21] Costello GA, Bert CW. *Theory of Wire Rope*. *J Appl Mech* 2008. doi:10.1115/1.2899552.
- [22] Raof M, Kraincanic I. Critical examination of various approaches used for analysing helical cables. *J Strain Anal Eng Des* 1994;29:43–55. doi:10.1243/03093247V291043.
- [23] Velinsky SA, Anderson GL, Costello GA. Wire Rope with Complex Cross Sections. *J Eng Mech* 1984;110:380–91. doi:10.1061/(asce)0733-9399(1984)110:3(380).

- [24] Velinsky SA. General nonlinear theory for complex wire rope. *Int J Mech Sci* 1985;27:497–507. doi:10.1016/0020-7403(85)90040-2.
- [25] Jolicoeur C, Cardou A. A Numerical Comparison of Current Mathematical Models of Twisted Wire Cables Under Axisymmetric Loads. *J Energy Resour Technol* 1991;113:241–9. doi:10.1115/1.2905907.
- [26] Phillips JW, Costello GA. Analysis of Wire Ropes With Internal-Wire-Rope Cores. *J Appl Mech* 2009. doi:10.1115/1.3169092.
- [27] Elata D, Eshkenazy R, Weiss MP. The mechanical behavior of a wire rope with an independent wire rope core. *Int J Solids Struct* 2004;41:1157–72. doi:10.1016/j.ijsolstr.2003.11.021.
- [28] Usabiaga H, Pagalday JM. Analytical procedure for modelling recursively and wire by wire stranded ropes subjected to traction and torsion loads. *Int J Solids Struct* 2008;45:5503–20. doi:10.1016/j.ijsolstr.2008.04.009.
- [29] Jiang WG, Henshall JL. Analysis of termination effects in wire strand using the finite element method. *J Strain Anal Eng Des* 1999;34:31–8. doi:10.1243/0309324991513605.
- [30] Jiang WG, Henshall JL, Walton JM. Concise finite element model for three-layered straight wire rope strand. *Int J Mech Sci* 2000;42:63–86. doi:10.1016/S0020-7403(98)00111-8.
- [31] Jiang WG. A concise finite element model for pure bending analysis of simple wire strand. *Int J Mech Sci* 2012;54:69–73. doi:10.1016/j.ijmecsci.2011.09.008.
- [32] Sun JF, Wang GL, Zhang HO. Elasto-plastic contact problem of laying wire rope using FE analysis. *Int J Adv Manuf Technol* 2005;26:17–22. doi:10.1007/s00170-004-2120-9.
- [33] Erdönmez C. Modeling and numerical analysis of the wire strand. *J Nav Sci Eng* 2009;5:30–8.
- [34] Erdem Imrak C, Erdönmez C. On the problem of wire rope model generation with axial loading. *Math Comput Appl* 2010;15:259–68.
- [35] Kastratović GM, Vidanović ND. Some aspects of 3D finite element modeling of independent wire rope core. *FME Trans* 2011;39:37–40.

- [36] Stanova E, Fedorko G, Fabian M, Kmet S. Computer modelling of wire strands and ropes Part I: Theory and computer implementation. *Adv Eng Softw* 2011;42:305–15. doi:10.1016/j.advengsoft.2011.02.008.
- [37] Stanova E, Fedorko G, Fabian M, Kmet S. Computer modelling of wire strands and ropes part II: Finite element-based applications. *Adv Eng Softw* 2011;42:322–31. doi:10.1016/j.advengsoft.2011.02.010.
- [38] Judge R, Yang Z, Jones SW, Beattie G. Full 3D finite element modelling of spiral strand cables. *Constr Build Mater* 2012;35:452–9. doi:10.1016/j.conbuildmat.2011.12.073.
- [39] Wokem C, Joseph T, Curley M. Fatigue life prediction for cables in cyclic tension. *J Strain Anal Eng Des* 2018;53:141–55. doi:10.1177/0309324717753211.
- [40] Pomp A, Hempel M. Dauerprüfung von Stahldrähten unter wechselnder Zugbeanspruchung. *Naturwissenschaften* 1934;22:398–400. doi:10.1007/BF01503631.
- [41] Grammel R, Woernle R. Ein Beitrag zur Klärung der Drahtseilfrage. *Festschrift der Tech. Hochschule Stuttgart, Berlin, Heidelberg: Springer; 1929, p. 439–59.* doi:10.1007/978-3-662-28741-5_36.
- [42] Donandt H. Zur Dauerfestigkeit von Seildraht und Drahtseil. *Arch Für Das Eisenhüttenwes* 2016. doi:10.1002/srin.195002903.
- [43] H. Müller. The properties of wire rope under alternating stresses. *Wire world* 3, 1961, p. 249–58.
- [44] Unterberg H. Die Dauerfestigkeit von Seildrähten bei Biegung und Zug. *TH Karlsruhe; 1967.*
- [45] Votta F. New wire fatigue testing method. *Iron Age* 1948:78–81.
- [46] Cluni F, Gusella V, Ubertini F. A parametric investigation of wind-induced cable fatigue. *Eng Struct* 2007;29:3094–105. doi:10.1016/j.engstruct.2007.02.010.
- [47] Bartoli G, Cluni F, Gusella V, Procino L. Dynamics of cable under wind action: Wind tunnel experimental analysis. *J Wind Eng Ind Aerodyn* 2006;94:259–73. doi:10.1016/j.jweia.2006.01.002.

- [48] Iñigo Llavori. Simulación numerica y validacion experimental de fenómenos de desgaste y fatiga por fretting en aceros trefilados de reducido diámetro. Tesis doctoral.Universidad de Mondragón; 2016 n.d.
- [49] Andresen P, Bruce Antolovich, Tobergte DR, Curtis S. ASM Handbook Volume 19 - Fatigue and Fracture. 1996.
- [50] Waterhouse R. Fretting fatigue. U.K: Applied science publishers; 1981.
- [51] Wright KHR, Waterhouse RB. Fretting Corrosion. Corros. Third Ed., 2013. doi:10.1016/B978-0-08-052351-4.50070-4.
- [52] Ludema K. Friction, Wear, Lubrication: a text book in tribology. CER press; 1996. doi:10.1201/9781439821893.
- [53] Dobromirski J. Variables of Fretting Process: Are There 50 of Them? Standarization Frett. Fatigue Test Methods Equip., ASTM Special Technical Publication; 1992. doi:10.1520/stp25816s.
- [54] Hoepfner DW, Goss GL. A fretting-fatigue damage threshold concept. Wear 1974;27:61–70. doi:10.1016/0043-1648(74)90084-2.
- [55] Wittkowsky BU, Birch PR, Dominguez J, Suresh S. Apparatus for quantitative fretting fatigue testing. Fatigue Fract Eng Mater Struct 1999;22:307–20. doi:10.1046/j.1460-2695.1999.00145.x.
- [56] Vincent L, Berthier Y, Dubourg MC, Godet M. Mechanics and materials in fretting. Wear 1992;152:135–48. doi:10.1016/0043-1648(92)90266-B.
- [57] Truman CE, Booker JD. Analysis of a shrink-fit failure on a gear hub/shaft assembly. Eng Fail Anal 2007;14:557–72. doi:10.1016/j.engfailanal.2006.03.008.
- [58] Alfredsson B. Fretting fatigue of a shrink-fit pin subjected to rotating bending: Experiments and simulations. Int J Fatigue 2009;31:1559–70. doi:10.1016/j.ijfatigue.2009.04.019.
- [59] Zhang YB, Lu LT, Zou L, Zeng DF, Zhang JW. Finite element simulation of the influence of fretting wear on fretting crack initiation in press-fitted shaft under rotating bending. Wear 2018;400:117–83. doi:10.1016/j.wear.2018.01.008.
- [60] Bertini L, Santus C. Fretting fatigue tests on shrink-fit specimens and

- investigations into the strength enhancement induced by deep rolling. *Int J Fatigue* 2015;81:179–90. doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.08.007.
- [61] Bertini L, Santus C, Merlo A, Bandini M. A fretting fatigue setup for testing shrink-fit connections and experimental evidence of the strength enhancement induced by deep rolling. *Proc Inst Mech Eng Part C J Mech Eng Sci* 2016. doi:10.1177/0954406215612817.
- [62] Pedersen NL. On optimization of interference fit assembly. *Struct Multidiscip Optim* 2016;54:349–59. doi:10.1007/s00158-016-1419-0.
- [63] Pérez-Cerdán JC, Lorenzo M, Blanco C. Effects of plasticity induced by assembly process on contact pressure of shrink fits with grooved hubs. Springer, Dordrecht; 2014. doi:10.1007/978-94-007-7485-8_48.
- [64] Gordelier SC, Chivers TC. A literature review of palliatives for fretting fatigue. *Wear* 1979;56:177–90. doi:10.1016/0043-1648(79)90017-6.
- [65] Dobromirski J, Smith IO. A stress analysis of a shaft with a press-fitted hub subjected to cyclic axial loading. *Int J Mech Sci* 1986;28:41–52. doi:10.1016/0020-7403(86)90006-8.
- [66] Hattori T, Nakamura M, Ishizuka T. Fretting Fatigue Analysis of Strength Improvement Models with Grooving or Knurling on a Contact Surface. *Stand. Frett. Fatigue Test Methods Equipment. ASTM Int.*, 1992. doi:10.1520/stp25822s.
- [67] Nishioka K, Komatsu H. Researches on Increasing the Fatigue Strength of Press-Fitted Axle: 4th Report, Geometry of End of Press-fitting and σ_w . *Trans Japan Soc Mech Eng* 2011. doi:10.1299/kikai1938.38.27.
- [68] Kubota M, Kataoka S, Kondo Y. Effect of stress relief groove on fretting fatigue strength and index for the selection of optimal groove shape. *Int J Fatigue* 2009;31:439–46. doi:10.1016/j.ijfatigue.2008.07.007.
- [69] Vázquez J, Navarro C, Domínguez J. Analysis of the effect of a textured surface on fretting fatigue. *Wear* 2013;305:23–35. doi:10.1016/j.wear.2013.05.003.
- [70] Juuma T. Torsional fretting fatigue strength of a shrink-fitted shaft with a grooved hub. *Tribol Int* 2000;33:537–43. doi:10.1016/S0301-679X(00)00102-X.

- [71] Neyman A. The influence of oil properties on the fretting wear of mild steel. *Wear* 1992;152:171–81. doi:10.1016/0043-1648(92)90212-Q.
- [72] Sato J, Shima M, Sugawara T, Tahara A. Effect of lubricants on fretting wear of steel. *Wear* 1988;125:83–95. doi:10.1016/0043-1648(88)90195-0.
- [73] Gabel MBK, Bethke JJ. Coatings for fretting prevention. *Wear* 1978;46:81–96. doi:10.1016/0043-1648(78)90112-6.
- [74] Paul Sandifer J. Evaluation of methods for reducing fretting fatigue damage in 2024-t3 aluminum lap joints. *Wear* 1973;26:405–12. doi:10.1016/0043-1648(73)90190-7.
- [75] Langlade C, Vannes B, Taillandier M, Pierantoni M. Fretting behavior of low-friction coatings: Contribution to industrial selection. *Tribol Int* 2001;34:49–56. doi:10.1016/S0301-679X(00)00134-1.
- [76] Vázquez J, Navarro C, Domínguez J. Experimental results in fretting fatigue with shot and laser peened Al 7075-T651 specimens. *Int J Fatigue* 2012;40:143–53. doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.12.014.
- [77] Waterhouse RB, Trowsdale AJ. Residual stress and surface roughness in fretting fatigue. *J Phys D Appl Phys* 1992;25:A236. doi:10.1088/0022-3727/25/1A/036.
- [78] Montross CS, Wei T, Ye L, Clark G, Mai YW. Laser shock processing and its effects on microstructure and properties of metal alloys: A review. *Int J Fatigue* 2002;24:1021–36. doi:10.1016/S0142-1123(02)00022-1.
- [79] Prevey PS, Hornbach DJ, Mason PW. Thermal Residual Stress Relaxation and Distortion in Surface Enhanced Gas Turbine Engine Components. 17th ASM Heat Treat. Soc. Conf., 1998. doi:10.1148/radiol.14132661.
- [80] Majzooobi GH, Azadikhah K, Nemati J. The effects of deep rolling and shot peening on fretting fatigue resistance of Aluminum-7075-T6. *Mater Sci Eng A* 2009;516:235–47. doi:10.1016/j.msea.2009.03.020.
- [81] Gerber WZ. Bestimmung der Zulossigen Spannungen in Eisen Constructionen. *Z BayerArchit Inger Ver* 1874;6:101.
- [82] Goodman J. *Mechanics Applied to Engineering*. London: Longman-Green; 1899.

- [83] Dowling NE, Calhoun CA, Arcari A. Mean stress effects in stress-life fatigue and the Walker equation. *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 2009;32:163–79. doi:10.1111/j.1460-2695.2008.01322.x.
- [84] Smith KN, Watson P, Topper TH. A stress-strain function for the fatigue of metals. *J Mater* 1970;5:767–78.
- [85] Fatemi A, Socie DF. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 1988;11:149–65. doi:10.1111/j.1460-2695.1988.tb01169.x.
- [86] Hills DA, Nowell D. Mechanics of fretting fatigue - Oxford's contribution. *Tribol Int* 2014;76:1–5. doi:10.1016/j.triboint.2013.09.015.
- [87] Nowell DAH and D. Mechanics of Fretting Fatigue. Springer; 1994.
- [88] Beretta S, Romano S. A comparison of fatigue strength sensitivity to defects for materials manufactured by AM or traditional processes. *Int J Fatigue* 2017;94:178–91. doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.06.020.
- [89] Infante-García D, Giner E, Miguélez H, Abdel Wahab M. Numerical analysis of the influence of micro-voids on fretting fatigue crack initiation lifetime. *Tribol Int* 2019;135:121–9. doi:10.1016/j.triboint.2019.02.032.
- [90] Vrancken B, Thijs L, Kruth JP, Van Humbeeck J. Heat treatment of Ti6Al4V produced by Selective Laser Melting: Microstructure and mechanical properties. *J Alloys Compd* 2012;541:177–85. doi:10.1016/j.jallcom.2012.07.022.
- [91] Vázquez J, Navarro C, Domínguez J. Analysis of fretting fatigue initial crack path in Al7075-T651 using cylindrical contact. *Tribol Int* 2017;108:87–94. doi:10.1016/j.triboint.2016.09.023.
- [92] Juoksukangas J, Lehtovaara A, Mäntylä A. A comparison of relative displacement fields between numerical predictions and experimental results in fretting contact. *Proc Inst Mech Eng Part J J Eng Tribol* 2016;230:1273–87. doi:10.1177/1350650116633573.
- [93] Vázquez J, Navarro C, Domínguez J. A new method for obtaining the stress field in plane contacts. *Int J Solids Struct* 2012;49:3659–65. doi:10.1016/j.ijsolstr.2012.07.021.

-
- [94] Johnson KL. Contact Mechanics. Cambridge university press; 1987. doi:10.1115/1.3261297.
- [95] Vázquez J, Navarro C, Domínguez J. Explicit equations for sub-surface stress field in plane contacts. *Int J Mech Sci* 2013;67:53–8. doi:10.1016/j.ijmecsci.2012.12.006.
- [96] Hintikka J, Lehtovaara A, Mäntylä A. Fretting-induced friction and wear in large flat-on-flat contact with quenched and tempered steel. *Tribol Int* 2015;92:191–202. doi:10.1016/j.triboint.2015.06.008.
- [97] Budynas N. Shigley’s Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. New York: McGraw-Hill; 2008. doi:10.1007/s13398-014-0173-7.2.
- [98] Lee YL, Pan J, Hathaway R, Barkey M. Fatigue testing and analysis: Theory and practice. Butterworth-Heinemann; 2005. doi:10.1016/B978-0-7506-7719-6.X5000-3.
- [99] Stephens RRI, Fatemi A, Stephens RRI, Fuchs HO. Metal Fatigue in Engineering. 2000.