

Evaluación de probetas cilíndricas solicitadas a torsión cíclica simétrica

Evaluation of cylindrical specimens subjected by torsional symmetrical load cycles

Pavel Michel Almaguer-Zaldivar, José Alejandro Martínez-Grave-de-Peralta, Eusebio Ramón González-Utria, Hortensia Santiago-Cuenca

Universidad de Holguín. Facultad de Ingeniería Mecánica. Holguín, Cuba

Correo electrónico: pavel@uho.edu.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



Recibido: 28 de diciembre de 2017 Aceptado: 4 de febrero de 2018

Resumen

La fatiga de los materiales ingenieriles ha sido durante muchos años un tema de interés para ingenieros e investigadores. En este trabajo se describieron las características de una máquina torsional para ensayos a fatiga de probetas solicitadas a torsión cíclica simétrica. Se mostraron además los resultados de probetas con y sin prefisura ensayadas en la máquina. Se explicó el funcionamiento de la misma. La aplicación del momento torsor cíclico simétrico se logró mediante un mecanismo de tres barras que es el encargado de convertir el movimiento de rotación que

entrega el motor eléctrico en un desplazamiento angular alternativo en el cabezal móvil. Las probetas ensayadas presentaron el comportamiento típico de la rotura por fatiga. Se demostró que la máquina construida permite realizar los ensayos a torsión cíclica simétrica.

Palabras claves: máquina, fatiga, torsión, ciclos de carga, función de forma.

Abstract

The fatigue of engineering materials has been for many years a topic of interest for engineers and researchers. In this work the characteristics of a torsional machine testing for fatigue tests of specimens under symmetric cyclic torsion are showed. The results of the specimens with and without pre-notch tested on the machine are also shown. The machine principle of operation was exposed. The application of the symmetrical cyclic torque was achieved by a three-bar mechanism that convert the motor

rotation movement in an alternative angular displacement in the mobile headstock. The tested specimens presented the typical behavior of the fatigue failure. It was shown that the machine allows to perform the symmetric cyclic torsion tests.

Key words: machine, fatigue, torsion, load cycles, shape function.

Introducción

En el mercado existen diferentes máquinas de ensayos a fatiga ofrecidas por diferentes suministradores. Cada uno de ellos expone las características de las máquinas en su sitio web. Instron, por ejemplo, muestra máquinas con diferentes accionamientos para realizar ensayos de fatiga de elevado y bajo número de ciclos. Se presenta una máquina 8802TT que permite desarrollar experimentos a fatiga axial y torsional combinadas. Entre las investigaciones recientes utilizando máquinas de este fabricante se encuentra que un método acelerado para evaluar el efecto de la humedad en la fatiga de materiales compuestos fue desarrollado en [1]. El comportamiento a fatiga de uniones soldadas por puntos de elementos de sección transversal en forma de T fue estudiado por Zua *et al* [2] para obtener los datos de fatiga, así como los modos de fallo.

En el sitio web de la marca MTS se exponen las características de máquinas para realizar ensayos de fatiga de bajo y de alto ciclo. Una máquina MTS-810 se utilizó por Li *et al* [3] para investigar la punta de la grieta durante la fatiga de aleaciones de aluminio AA2524-T4 y AA2297-T87. En otro estudio [4] se realizaron ensayos a fatiga por flexión rotatoria y de crecimiento de grietas en una máquina MTS-880 para evaluar el comportamiento a fatiga de altos ciclos de aceros de medio carbono microaleados al vanadio.

Una máquina Gunt WP140 fue utilizada en [5] para estudiar el efecto del acabado superficial en probetas de acero al carbono St-52 y proponer un método novedoso en ese momento para el análisis de fatiga. Otra propuesta de máquina de ensayo se encuentra en la empresa española Microtest, donde se ofertan máquinas hidráulicas serie EFH/250/FR para realizar ensayos de fatiga axial. Entre las investigaciones realizadas con este tipo de máquinas está el comportamiento de andamios para ser implantados y favorecer la regeneración de cartilago que fue estudiado por Vikingsson *et al* [6]. El efecto del momento de apriete en la velocidad de

crecimiento de grietas y en el factor de intensidad de tensiones en uniones de aluminio atornilladas fue estudiado por [7] utilizando una máquina de ensayos a fatiga Zwick/Roell.

En la literatura consultada se encuentra que las máquinas Servosis también han sido utilizadas en diferentes investigaciones. Foruria *et al* [8] estudiaron las propiedades mecánicas de dos tipos de fijaciones internas para la fractura proximal de húmero. Yáñez *et al* [9] compararon el comportamiento biomecánico de diferentes dispositivos internos para la fijación de fracturas.

Wu *et al* [10] utilizaron una máquina de ensayos a fatiga de alta frecuencia Amsler HFP 5000 para estudiar los cambios microestructurales, la distribución de los defectos de soldadura, la curva S-N y la velocidad de crecimiento de grietas en aleaciones de Zinc con elevada resistencia mecánica y a fatiga. Otra máquina Amsler Modelo UA246 fue empleada en [11] para evaluar el fallo de alambres quirúrgicos de uso externo.

Otras máquinas para ensayos a fatiga se pueden encontrar en el sitio para la búsqueda de patentes EPO-Espacenet patent search.

En la búsqueda bibliográfica realizada se observa la variedad de máquinas de fatiga que existen, además de su amplia utilización en las investigaciones para el estudio del comportamiento mecánico de los materiales. La presencia de cargas cíclicas en los elementos de las máquinas y las estructuras provoca que los estudiantes de ingeniería tienen que estar preparados para la comprensión de este fenómeno. De aquí que sea muy importante contar con máquinas que permitan realizar ensayos de fatiga, para el desarrollo de habilidades en los alumnos. Por estas razones, en este trabajo se describen las características de la máquina torsional para ensayos a fatiga construida en la Universidad de Holguín. Además, se muestran resultados de ensayos realizados a probetas cilíndricas sin y con una prefisura. En todas las probetas ensayadas la grieta comenzó a desarrollarse en un defecto, crecían hasta que se producía el fallo por la sobrecarga estática, que es el comportamiento típico de la rotura por fatiga. Esto permitió demostrar la factibilidad de esta máquina para realizar los ensayos para los que fue diseñada.

Métodos y Materiales

Máquina torsional de ensayos a fatiga y su descripción ([descargar video de la máquina](#))

Para esta investigación fue diseñada una máquina torsional para ensayos a fatiga de ciclo simétrico, figura 1a, consta de una estructura portante, en la que se ubica el motor. Mediante una transmisión por polea y correa y una transmisión por rueda dentada y tornillo sinfín se hace llegar la potencia a un disco giratorio, que hace la función de manivela en un mecanismo de palancas figura 1b. El siguiente componente del mecanismo es una biela, que provoca que el balancín tenga un movimiento rotatorio alternativo. Sobre el mismo árbol del balancín se encuentra el cabezal portaprobeta móvil. Frente a este se sitúa el cabezal portaprobeta fijo. La sujeción de la probeta se logra mediante agujeros con forma cuadrada. En el panel de control ubicado en la parte superior de la máquina se visualizan los ciclos de carga aplicados a la probeta. Este número es contado mediante un dispositivo electromecánico, que es accionado por el balancín. Cuando se produce la rotura de la probeta, un mecanismo de bisagra, situado bajo la misma acciona un interruptor que desconecta el motor y detiene el contador de ciclos.

- Descripción de las partes que componen la máquina:

Las diferentes partes que componen la máquina se muestran en la figura 1a.

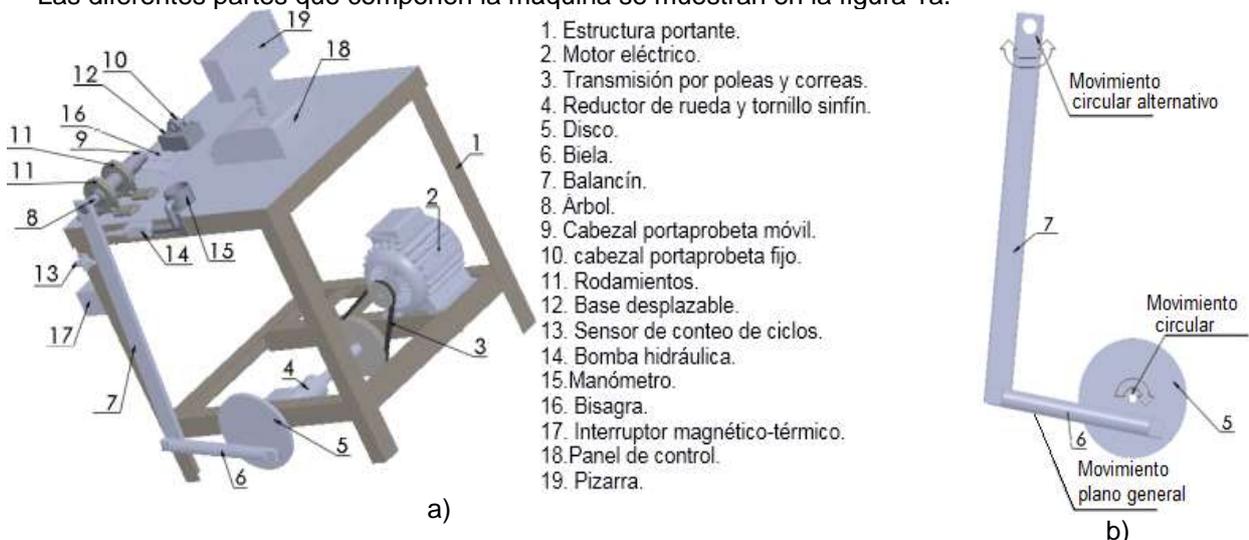


Fig. 1. Máquina torsional para ensayos a fatiga bajo solicitaciones de ciclos simétricos de carga. a) Partes de la máquina. b) Mecanismos de tres barras

El elemento 1 es la estructura portante de la máquina. Con el número 2 se indica el motor eléctrico, que realiza la transmisión por poleas y correas 3, transmite el movimiento al reductor de rueda y tornillo sinfín 4. Mediante un mecanismo de tres barras, figura 1b, está compuesto por el disco 5, la biela 6 y el balancín 7.

El balancín 7 transmite el movimiento a través del árbol 8 hasta el cabezal portaprobeta móvil 9. El árbol se apoya en los rodamientos 11. El cabezal portaprobeta fijo 10 se ubica sobre una base desplazable 12, que permite regular la distancia entre cabezales. La cantidad de los ciclos de carga aplicados a la probeta se hace mediante el sensor de conteo de ciclos 13. La lectura es visualizada en la pantalla 19 del panel de control 18. En este mismo panel se encuentran los interruptores que controlan el funcionamiento de la máquina. Para medir el momento torsor aplicado a la probeta se ubicó una bomba hidráulica 14, accionada por el balancín 7. En el manómetro 15 se obtiene una lectura de la presión en la bomba 14 y posteriormente aplicando las ecuaciones de equilibrio de la estática se obtiene el momento torsor aplicado en el árbol 8. Cuando se produce la rotura de la probeta, esta cae sobre la bisagra 16, que acciona el interruptor magnético – térmico 17 para detener el motor y al contador de ciclos.

Comprobación estructural de la bomba

Se realizaron los cálculos de comprobación de la bomba diseñada (14) mediante estudios estáticos usando el de los elementos finitos (MEF). Para ello se elaboró el modelo geométrico, figura 2a, con el programa SolidWorks 2015 y para la simulación numérica se utilizó el complemento Simulation.

En la figura 2b se muestran las cargas y restricciones aplicadas al modelo. En la bomba está aplicada una presión interior de 25 MPa (La lectura de presión máxima que se obtiene en el manómetro 15 es igual a 250 kgf/cm²). Las restricciones aplicadas al modelo son fijas en los agujeros de sujeción mediante tornillos, mientras que en la zona donde el vástago conecta con el balancín y donde se apoya la bomba en la bancada de la máquina se ubicaron restricciones lineales.

El mallado de este modelo se expone en la figura 2c. La malla tiene 37 436 nodos y 24 636 elementos. El tamaño de los elementos finitos es 3,496 mm en la zona del cuerpo de la bomba, mientras que en el vástago es de 1,5 mm. Se utilizó un mallado sólido con elementos tetraédricos de alto orden. El modelo del material fue lineal elástico. El material del cuerpo de la bomba y del vástago y el pistón es acero AISI 1045, cuyas propiedades se exponen en la tabla 1.

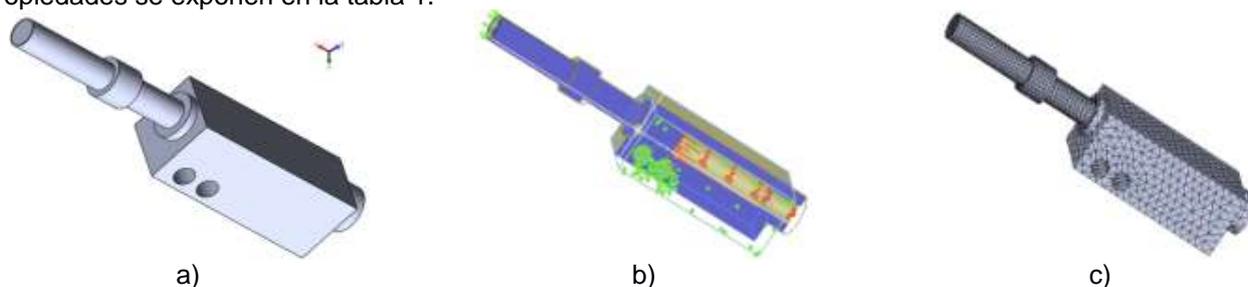


Fig. 2. Bomba diseñada para ser utilizada en la máquina torsional de ensayos a fatiga.
a) Modelo geométrico. b) Cargas y restricciones. c) Mallado

Tabla 1. Propiedades del acero AISI 1045

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo elástico	205	GPa
Coefficiente de Poisson	0,29	
Límite de tracción	625	MPa
Límite elástico	530	MPa
Valores tomados de: biblioteca de materiales del programa SolidWorks 2015. Dassault Systems, 2015		

Características de la probeta para realizar los ensayos a fatiga torsional

La forma y dimensiones de la probeta se muestran en la figura 3. Para determinar la forma y dimensiones de se revisaron varias normas ASTM:

- E 2207–02 Standard Practice for Strain-Controlled Axial-Torsional Fatigue Testing with Thin-Walled Tubular Specimens.
- E 2368–04 Standard Practice for Strain Controlled Thermomechanical Fatigue Testing.
- E 466–96 Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials.
- E 468–90 Standard Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Material. E 606–92 Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing.

En todas ellas se presentan probetas con configuraciones similares a la propuesta en este trabajo. La sección central de la probeta, con un menor diámetro garantiza que el fallo ocurra en esa zona.

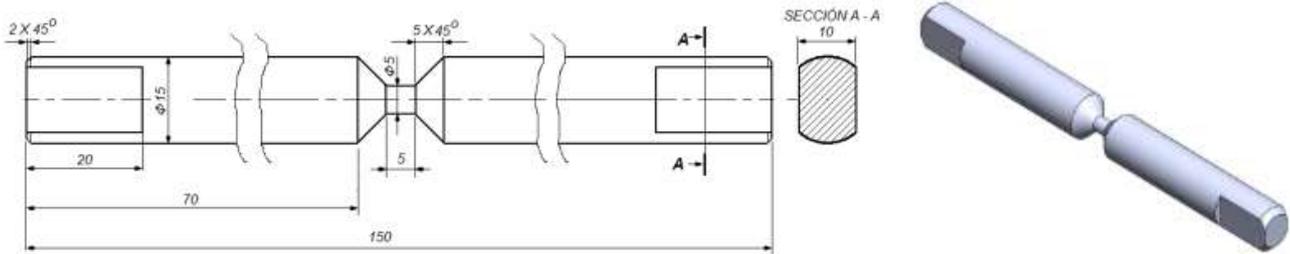


Fig. 3. Probeta no estandarizada propuesta para realizar los ensayos a fatiga en la máquina torsional

Ecuación para determinar el momento torsor aplicado a la probeta

El momento torsor que se aplica a la probeta se determina a partir de las ecuaciones del equilibrio estático del balancín, al ser este elemento el encargado de transmitir las cargas al cabezal portaprobeta móvil. Para aplicarle al balancín las ecuaciones de la estática se definió un diagrama de cuerpo libre que se presenta en la figura 4. El momento M_D se corresponde con el momento torsor aplicado en el cabezal móvil portaprobeta.

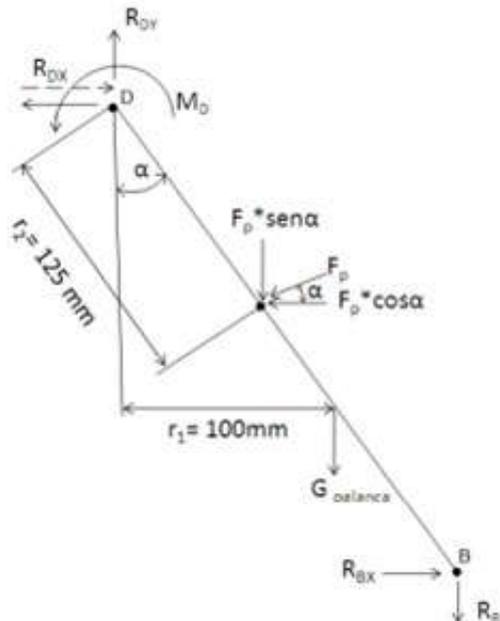


Fig. 4. Diagrama de cuerpo libre del balancín

Las fuerzas que se muestran en la figura 4 fueron calculadas partiendo de la potencia que transmite el motor al reductor y este a su vez al mecanismo de palancas. A continuación se describen cada una de las fuerzas y se plantea su valor.

- R_{BX} y R_{BY} : Son las componentes de la reacción en el apoyo B producto a la acción de la biela del mecanismo de palancas. Sus valores son de 0,88 N y 3 968,89 N, respectivamente.
- G : es el peso del balancín. Valor 25,7 N.
- F_p : es la fuerza ejercida por el pistón de la bomba hidráulica. Esta alcanza un valor de 1 570 N cuando la presión medida en el manómetro es de 25 MPa.
- R_{DX} y R_{DY} : Componentes de la reacción en el apoyo D.
- M_D : momento que se aplica sobre el árbol donde está montado el cabezal portaprobeta.

Los momentos respecto al punto D se calcularon mediante la ecuación 1.1:

$$\sum \vec{M}_D = 0 \quad (1)$$

$$M_D - G * r_1 - F_p * \text{sen}^2 \alpha * r_2 - F_p * \text{cos}^2 \alpha * r_2 + R_{BX} * \overline{AB} * \text{cos} \alpha - R_{BY} * \overline{AB} * \text{sen} \alpha = 0 \quad (1.1)$$

$$M_D = 1255,37 \text{ Nm}(+) \quad (1.1)$$

Se calcularon las reacciones en el punto D:

$$\sum \vec{F}_x = 0 \quad (2)$$

$$R_{DX} + F_p \text{cos} \alpha - R_{BX} = 0 \quad (2.1)$$

$$R_{DX} = 1416,83 \text{ N}(+) \rightarrow \quad (3)$$

$$\sum \vec{F}_y = 0 \quad (3)$$

$$R_{DY} - F_p \text{sen} \alpha - G_{\text{balanca}} - R_{BY} = 0 \quad R_{DY} = 4669,89 \text{ N}(+) \uparrow \quad (3.1)$$

Resultados y Discusión

En la norma ASTM E 2207–02 *Standard Practice for Strain-Controlled Axial-Torsional Fatigue Testing with Thin-Walled Tubular Specimens* se indica que las máquinas de ensayos deben poseer suficiente rigidez para minimizar las deformaciones. Los cálculos de comprobación realizados a la estructura de la máquina torsional mostraron que los desplazamientos en los diferentes elementos de la misma son despreciables.

Tensiones y desplazamientos en la bomba

En las figuras 5a y 5b se muestran los resultados del análisis estático realizado a la bomba. La tensión máxima que surge en la bomba es de 73,29 MPa y se localiza en el interior de la cavidad donde se encuentra el fluido. Como este valor es inferior al límite elástico del acero AISI 1045, entonces está garantizada la resistencia mecánica de la bomba. Los desplazamientos máximos tienen un valor de 0,005068 mm en la zona donde se acopla la manguera a la bomba a la salida del fluido para el manómetro 15. Este valor es muy pequeño, y atendiendo a las dimensiones de la bomba, no afecta el funcionamiento de la misma.

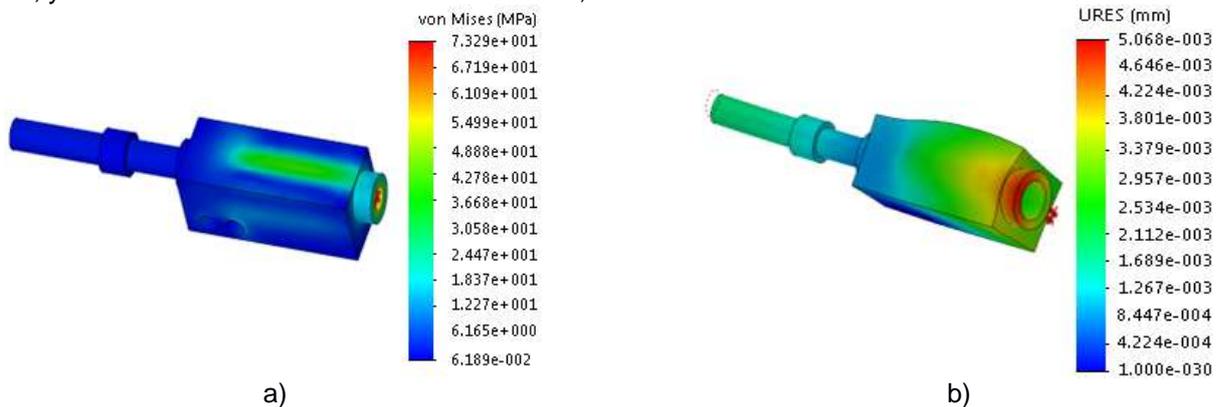


Fig. 5. Resultados del estudio estático a la bomba. a) Tensiones. b) Desplazamientos

Ensayos a probetas torsionadas

Se realizó el ensayo a seis probetas de acero CT3 solicitadas a torsión cíclica. Tres de estas probetas tenían una configuración como la propuesta en la figura 3, mientras que a las restantes se les maquinó una ranura, figura 6a, para inducir una grieta y evaluar el crecimiento de la misma ante la acción de las cargas cíclicas. El número de probetas ensayadas se determinó a partir de la norma ASTM E 8M–04 *Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials*. En esa norma se plantea que los estudios de repetitividad y de reproducibilidad de un ensayo son altamente recomendados. Para ello se deben realizar dos o tres mediciones en probetas de ensayos. Aunque la norma ASTM E 8M–04 se refiere a los ensayos a tracción, se infirió el número de probetas para los ensayos descritos en este trabajo al no disponer de una norma para realizar los mismos. La figura 6b muestra la sección transversal de una probeta con pregrieta. En esa figura se aprecia que la grieta comenzó a desarrollarse a partir del defecto inicial y creció hasta que se produjo la rotura por la sobrecarga estática. Todas las probetas presentaron la rotura típica por fatiga.

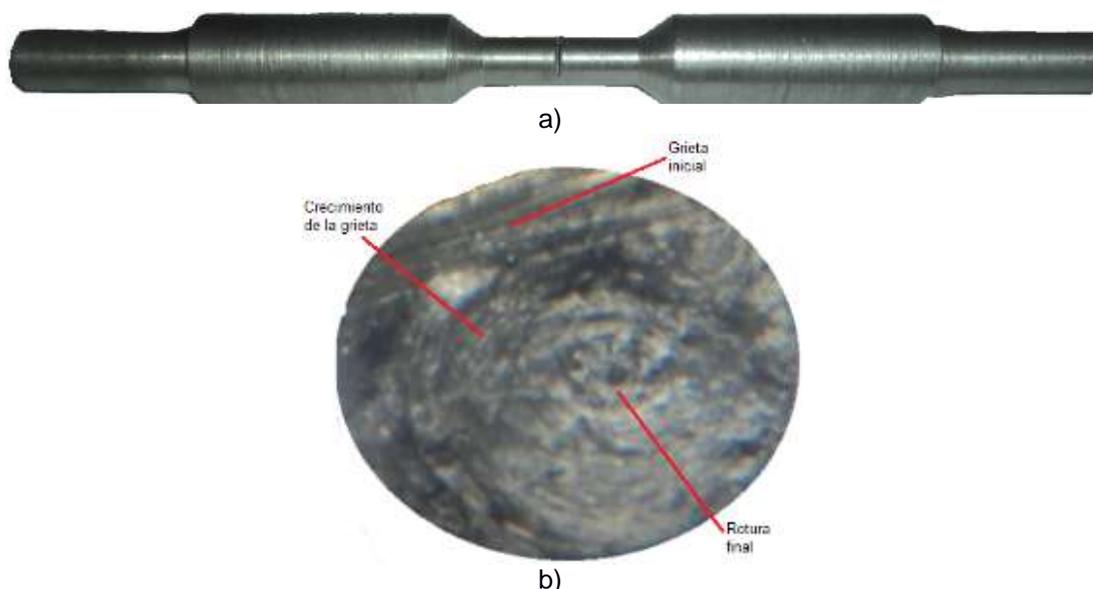


Fig. 6. Probetas ensayadas. a) Probeta 4 (con pregrieta). b) Sección de la rotura de la probeta 4

En la tabla 2 están los números de ciclos que soportaron las distintas las probetas ensayadas. De acuerdo a los resultados mostrados es posible decir que las probetas se comportaron según un régimen de bajo ciclo. La presencia de la pregrieta provocó la reducción significativa de la vida a fatiga.

Tabla 2. Número de ciclos aplicados a las diferentes probetas

Probeta No.	Pregrieta	Cantidad de ciclos N
1	No	7343
2	No	7281
3	No	7455
4	Si	460
5	Si	490
6	Si	475

Para las probetas con pregrietas se realizó el estudio del comportamiento del Factor de Intensidad de Tensiones (SIF, *Stress Intensity Factor*) respecto al número de ciclos de carga n . En la mayoría de la literatura consultada, se realiza el estudio del SIF en el modo I [12-18] o II [13, 15, 16] de carga. Los estudios en el modo III son escasos [15, 16]. Suresh *et al* [16] plantean que cuando hay combinación de modos de fractura se pueden despreciar los modos II y III. En todas estas investigaciones se ha utilizado el MEF para evaluar el SIF.

Para desarrollar este estudio se siguieron los pasos siguientes:

21. Se midieron las dimensiones iniciales de cada probeta en la zona donde se encuentra la grieta (diámetro d_0 , tamaño inicial de la pregrieta a_0 , ancho de la grieta t_0 y longitud de la zona L_0 , tabla 3).

Tabla 3. Dimensiones iniciales en la zona de la grieta de las probetas prefisuradas

Dimensión	Probeta		
	4	5	6
Diámetro nominal d_0	10,43	10,46	10,23
Longitud en la zona de la grieta L_0	28,6	24,39	23,81
Longitud inicial de la grieta a_0	3,1	2,3	1,92
Ancho inicial de la grieta t_0	0,74	0,64	0,82

2. Se aplicó la carga cíclica.

3. Cada un número determinado de ciclos se quitó la probeta de la máquina y se midió el tamaño de grieta a_n . Para determinar el tamaño de grieta se utilizó la inspección mediante líquidos penetrantes. Se obtuvo un gráfico que se muestra en la figura 7. En la pendiente de la curva correspondiente a la probeta 4 ocurrió un cambio brusco, lo que demuestra que tuvo un crecimiento más inestable de la grieta.

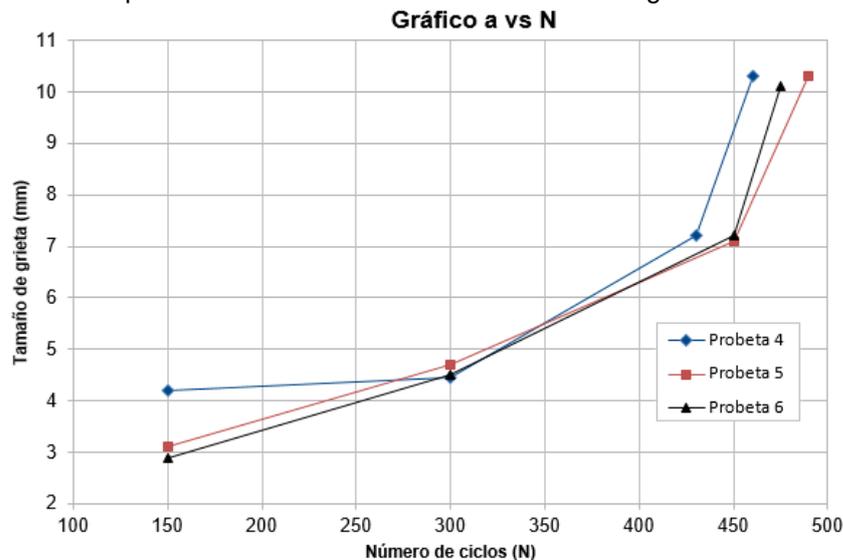


Fig. 7. Relación entre el tamaño de grieta y el número de ciclos de carga en las probetas pregrietadas

4. Se modeló la probeta con los diferentes tamaños de grieta. La figura 8a expone la probeta 4 con un tamaño de grieta de 3,1 mm.

5. Se realizaron las simulaciones numéricas. Los desplazamientos perpendiculares a la grieta obtenidos en la punta de la misma se encuentran en la figura 8.

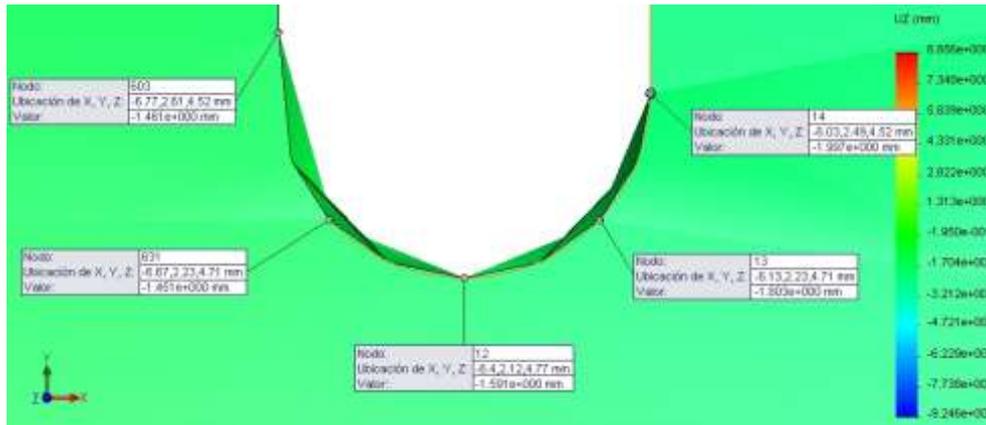


Fig. 8. Cálculo de los desplazamientos perpendiculares a la grieta por el MEF en la probeta 4 con un tamaño de grieta de 3,1 mm

7. Para calcular el SIF se aplicó la ecuación 4. Esta ecuación fue adaptada de [12] donde se utilizó para determinar el SIF en el modo I.

$$K_{III} = \frac{E}{8(1-\mu^2)} \sqrt{\frac{2\pi}{L}} [4(V_2 - V_4) - (V_3 - V_5)] \quad (4)$$

Donde:

E : es el Módulo de Young que es igual a 200 GPa.

L : es la longitud de los elementos singulares. En este trabajo, para el ejemplo mostrado en la figura 8 se midió como la distancia entre los nodos 13 y 14 o 603 y 631. Tiene un valor de 0,38 mm.

μ : es el coeficiente de Poisson. Su valor es 0,29.

V_i : son los desplazamientos paralelos a la superficie de la grieta. Se muestran en la figura 8c para la probeta 4 con un tamaño de grieta de 3,1 mm. Están en la dirección del eje Z, que es perpendicular al plano de la figura.

El SIF calculado según la ecuación 4 para la probeta 4, con un tamaño de grieta de 3,1 mm fue igual a 2 694,5 MPa·m^{1/2}.

Otra manera de calcular el SIF es mediante la ecuación (5):

$$K_{III} = Y\tau\sqrt{\pi a} \quad (5)$$

Donde:

Y : es la función de forma y depende de la geometría de la probeta y de la grieta.

τ : Tensión tangencial nominal.

a : es el tamaño de grieta.

Un problema a resolver en la fractura de los elementos de máquinas es obtener una ecuación que describa la función de forma. En este trabajo se propuso una ecuación para la función de forma que relaciona el diámetro de la probeta con el tamaño de la grieta.

Para ello se igualaron las ecuaciones 4 y 5 y se despejó la función de forma Y . El cociente así obtenido se ubica en el eje de las ordenadas de un gráfico en el que en el eje de las abscisas se corresponde con la relación tamaño de grieta sobre el diámetro de la probeta (a/d), figura 9. El ajuste así obtenido, que se corresponde con la función de forma se expone en la ecuación 6:

$$Y = -1255,5 \left(\frac{a}{d}\right)^2 + 1713,5 \left(\frac{a}{d}\right) - 135,52 \quad (6)$$

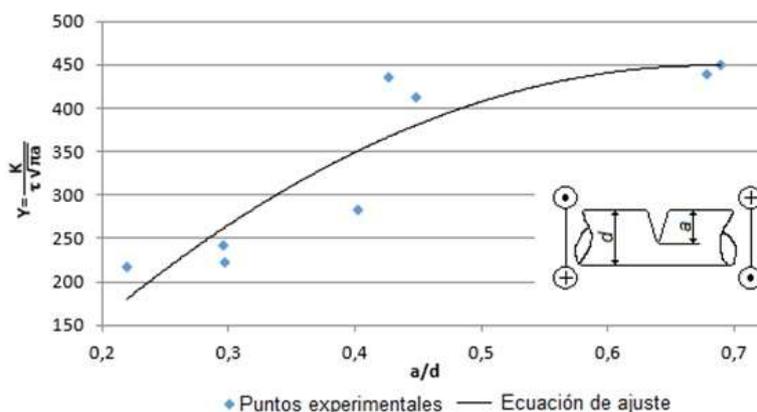


Fig. 9. Función de forma para las probetas torsionadas

Conclusiones

De acuerdo con los resultados mostrados de los ensayos realizados a probetas torsionadas se demostró que la máquina propuesta permite desarrollar ensayos a fatiga donde las sollicitaciones sean de torsión cíclica simétrica. Es posible juzgar sobre el número de ciclos que resisten hasta la rotura las probetas sollicitadas por cargas variables torsionales. La combinación de los experimentos con el método de los elementos finitos permitió obtener una función de forma que relaciona el tamaño de la grieta con el diámetro nominal de la probeta.

Referencias

- Meng M, Le H, Grove S. Moisture effects on the bending fatigue of laminated composites. *Composite Structures*. 2016;154:49-60.
- Su Z, He R, Lin P, et al. Fatigue of alclad AA2024-T3 swept friction stir spot welds incross-tension specimens. *Journal of Materials Processing Technology*. 2016;236:162-175.
- Li F, Liu Z, Wu W, et al. Fan. Slip band formation in plastic deformation zone at crack tip in fatigue stage II of 2xxx aluminum alloys. *International Journal of Fatigue*. 2016;91:68-78.
- Hui W, Zhang Y, Zhao X, et al. High cycle fatigue behavior of V-microalloyed medium carbon steels: A comparison between bainitic and ferritic-pearlitic microstructures. *International Journal of Fatigue*. 2016; 91:232-241.
- Faghidian S, Jozie A, Sheykhlou M, et al. A novel method for analysis of fatigue life measurements based on modified Shepard method. *International Journal of Fatigue*. 2014;68:144-149.
- Vikingsson L, Gómez Tejedor J, Gallego Ferrer G, et al. An experimental fatigue study of a porous scaffold for the regeneration of articular cartilage. *Journal of Biomechanics*. 2015;48:1310-1317.
- Samaei M, Zehsaz M, Chakherlou T. Experimental and numerical study of fatigue crack growth of aluminum alloy 2024-T3 single lap simple bolted and hybrid (adhesive/bolted) joints. *Engineering Failure Analysis*. 2016;59:253-268.
- Foruria A, Carrascal M, Revilla C, et al. Proximal humerus fracture rotational stability after fixation using a locking plate or a fixed-angle locked nail: The role of implant stiffness. *Clinical Biomechanics*. 2010;25:307-311.
- Yáñez A, Carta J, Garcés G. Biomechanical evaluation of a new system to improve screw fixation in osteoporotic bones. *Medical Engineering & Physics*. 2010;3:532-541.
- Wu S, Hu Y, Duan H, et al. On the fatigue performance of laser hybrid welded high Zn 7000 alloys for next generation railway components. *International Journal of Fatigue*. 2016;91:1-10.
- Chao J, Voces R, Peña C. Failure analysis of the fractured wires in sternal perichronal loops. *Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials*. 2011;4:1004-1010.
- Alegre J.M. Gutiérrez Solana F, Aragón A. A finite element simulation methodology of the fatigue behavior of punched and drilled plate components. *Engineering Failure Analysis*. 2004;11(5):737-750.
- Crupi G, Crupi V, Guglielmino E, et al. Fatigue assessment of welded joints using critical distance and other methods. *Engineering Failure Analysis*. 2005;12:129-142.
- Zerbst U, Heinimann M, Dalle C, et al. Fracture and damage mechanics modelling of thin-walled structures – An overview. *Engineering Fracture Mechanics*. 2009;76:5-43.
- Cerit M, Hosgor K, Ayhan A. Fracture mechanics-based design and reliability assessment of fillet welded cylindrical joints under tension and torsion loading. *Engineering Fracture Mechanics*. 2014;116:69-79.
- Suresh S, Naren V, Prithvi, P. Influence of Residual Stress on Stress Intensity Factor Estimation of Multiple Cracks in a Dissimilar Welded Joint. *Procedia Engineering*. 2014;86:234-241.
- Leander J, Aygül M, Norlin B. Refined fatigue assessment of joints with welded in-plane attachments by LEFM. *International Journal of Fatigue*. 2013;56:25-32.
- Rodríguez J, Santos A, Jose D. The use of a non-conventional fracture mechanics parameter for estimating SN curves of welded joints. *Procedia Materials Science*. 2015;9:195-204.