Estudio a fatiga de uniones soldadas a tope.
Comparativa y validación de las principales metodologías

Sergio Cicero-González* Dr. Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos
David Fernández-de Rucoba** Dr. Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos
José Alberto Álvarez-Laso* Dr. Ingeniero Industrial
Oscar Ramón Ramos Gutiérrez* *** Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos

* UNIVERSIDAD DE CANTABRIA. LADICIM. Dpto. Ciencia e Ingeniería del Terreno y de los Materiales. Avda. Los Castros, s/n – 39005 Santander. Tfno: +34 942 201705. ciceros@unican.es

** CENTRO TECNOLÓGICO DE COMPONENTES(CTC). P.que Científico y Tecnológico de Cantabria. C/ Isabel Torres nº1 -39011 Santander.

*** GRUPO APIA XXI. Dpto. Estructuras. P.que Científico y Tecnológico de Cantabria. Av. Albert Einstein nº6 - 39011 Santander.

Recibido: 06/08/2012 • Aceptado: 08/10/2012
DOI: http://dx.doi.org/10.6036/5246

FATIGUE ANALYSIS OF BUTT WELDS. COMPARISON AND VALIDATION OF THE MAIN METHODOLOGIES

ABSTRACT

• This work presents the different methodologies for the high cycle fatigue design of welded structural components. We analyse the use of experimental and design S-N curves, and the differences obtained when using nominal, hot spot and notch stresses. Considering only these distinctions, and not considering other features such as the existence of diverse design curves in the different standards or analysis procedures, six methodologies arise. It is essential, therefore, when designing a given component, to know both the accuracy and the safety associated to each of these methodologies

This was our aim, focused on the fatigue analysis on butt welds and based on a double experimental program that allows, firstly, the experimental S-N curves of the butt joint to be obtained, and secondly, the different methodologies used for different fatigue loading sequences to be validated.

The results show how the use of experimental S-N curves provides less conservative results than the use of design curves when the number of loading cycles is very high, whereas the opposite is true when dealing with low cycle fatigue. In the same way, it is observed how the use of nominal stresses, which are more easily obtained than both hot spot and notch stresses, generally provide more satisfactory results, contrarily to what might be expected from the literature. With all this, the use of nominal stresses is recommended with design or experimental curves, depending on the dominant relation between the minimum and the maximum stresses.

• Keywords: fatigue, butt weld, high cycle fatigue, S-N curve, nominal stress, hot spot stress, notch stress.

RESUMEN

En este trabajo se presentan las diferentes metodologías de diseño frente a fatiga de alto número de ciclos para componentes estructurales soldados. Analizamos el uso de curvas S-N experimentales frente a las curvas S-N estándar y la diferencia entre considerar las tensiones nominales, las tensiones *hot spot* (o de punto caliente) y las tensiones de entalla. Considerando solamente una de las diferentes curvas S-N estándar de diseño entre la variedad existente, aparecen seis posibles metodologías por lo que, frente al cálculo de un determinado componente, se hace necesario conocer la precisión y seguridad asociada a cada una de ellas.

Ese ha sido nuestro objetivo, orientado al estudio a fatiga de uniones soldadas a tope y planteado con un doble programa que supone, en primer lugar obtener las curvas S-N experimentales de la unión soldada y, en segundo lugar validar las distintas metodologías indicadas frente a distintos tipos de secuencias de fatiga.

Los resultados muestran como el uso de las curvas S-N experimentales generan diseños menos conservadores que las curvas estándar S-N de diseño cuando el número de ciclos de carga es muy elevado, en tanto que ocurre lo contrario cuando la situación se acerca a la fatiga de bajo número de ciclos. De igual modo, se observa cómo el uso de

tensiones nominales, cuya obtención es más sencilla que la de las tensiones *hot spot* y las tensiones de entalla, ha proporcionado generalmente cálculos más satisfactorios que los de estas últimas, al contrario de lo que cabe esperar por lo descrito en la bibliografía. Con todo ello se recomienda el uso de las tensiones nominales con curvas estándar de diseño o con curvas experimentales, dependiendo de la relación de tensiones (tensión mínima /tensión máxima) dominante.

Palabras clave: fatiga, unión soldada a tope, fatiga de alto número de ciclos, curvas S-N, tensión nominal, tensión hot spot, tensión de entalla.

No.	Structural Detail	Description (St.=Steel; Al.=Aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
200	Butt welds, transverse loaded				
211		Transverse loaded butt weld (X-groove or V-groove) ground flush to plate, 100% NDE	100	40	All welds ground flush to surface, grinding parallel to direction of stress. Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges to be ground flush in direction of stress. Welded from both sides. No misalignment. Required quality cannot be inspected by NDE!
212		Transverse butt weld made in shop in flat position, toe angle ≤ 30°, NDE	90	36	Weld run-on and run-off pieces to be used and subsequently removed. Plate edges to be ground flush in direction of stress. Welded from both sides. Misalignment <5%

Tabla 1: Ejemplos de clases FAT según [3,4] (St: Acero; Al: Aluminio)

1. INTRODUCCIÓN

La fatiga de materiales es un proceso por el cual se produce la iniciación y posterior propagación de fisuras en el material ante la actuación de cargas y tensiones variables. Multitud de componentes estructurales, como los existentes en puentes, máquinas, automóviles, torres eólicas, etc, están sometidos a procesos de fatiga que pueden llevar al fallo final del componente estructural e incluso al fallo o ruina de la estructura completa. Por este motivo el diseño y dimensionamiento a fatiga de los componentes estructurales es un proceso de suma importancia. En el caso de las uniones soldadas el análisis a fatiga tiene ciertas especificidades debido a su particular naturaleza: efecto concentrador de tensiones del cordón de soldadura, existencia de tensiones residuales, existencia de zonas con distintas propiedades mecánicas, como son el material base, el material de aportación y la zona afectada térmicamente, etc.

Particularizando el análisis a dichas uniones soldadas, a la hora de diseñar y dimensionar las mismas, en muchas de las ocasiones es posible acudir a normas de diseño o a procedimientos de análisis comúnmente aceptados. Algunos ejemplos son el Eurocódigo 3 [1], la BS7608 [2], las recomendaciones del *International Institute of Welding* (IIW) [3] o el FITNET FFS Procedure [4]. Todos ellos están basados en la definición de la curva S-N del detalle estructural analizado, que proporciona la relación entre la variación o amplitud tensional aplicada y el número de ciclos hasta rotura a partir de su correspondiente clase FAT (*FATigue class*). La Tabla 1 muestra un ejemplo de definición de clase FAT para dos tipos de unión soldada a tope, amolada y sin amolar, según [3,4]: las clases FAT correspondientes son de 100 y 90 (acero), lo cual quiere decir que sus resistencias características a 2000000 de ciclos de fatiga son de 100 y 90 MPa, respectivamente. Conocida la clase FAT, la curva S-N de la unión soldada queda definida, como muestra la Fig. (1), dado que la pendiente de la recta es conocida y el límite de fatiga o endurancia queda establecido en un número de ciclos determinado (5000000 [4] o 10000000 [3]). El valor de la clase FAT puede verse modificado por el efecto de determinadas variables, como la tensión media o el espesor de la pieza.

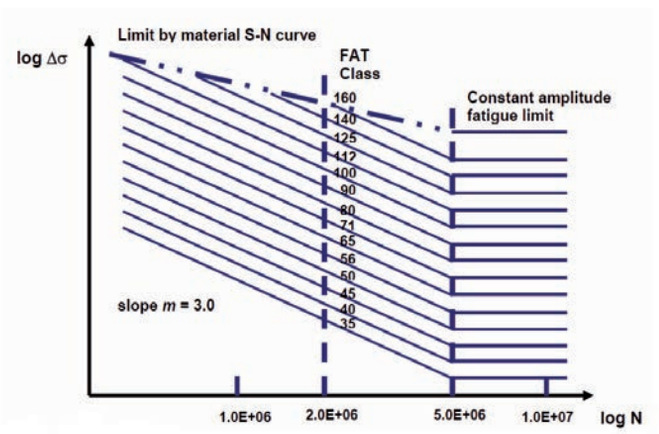

Fig. 1: Curvas S-N según [4]

Las distintas normas o procedimientos se diferencian entre sí en la definición tanto de la clase FAT como de las curvas S-N. Igualmente, cada documento proporciona fórmulas correctoras de la clase FAT: como ejemplo, el Eurocódigo 3 [1] no corrige el efecto de la tensión media, recogido implícitamente en las propias curvas S-N, en tanto que las recomendaciones del IIW [3] o el FITNET FSS [4] sí lo hacen.

Ahondando en las particularidades de los distintos documentos de análisis a fatiga, generalmente presentan un cuerpo principal del análisis basado en el uso de tensiones nominales, obtenidas directamente al dividir el esfuerzo actuante [F, en la Fig. (2)] entre la sección resistente. No obstante se ha ido incorporando el uso de otro tipo de tensiones que tratan de definir en la zona de proceso de fatiga un estado tensional más próximo al que representan las tensiones nominales. Estas tensiones, en principio, proporcionan resultados más ajustados a costa de una definición más compleja del campo tensional, que generalmente requiere de una simulación numérica de la unión analizada. Destacan, en este sentido, las denominadas tensiones *hot spot* o tensiones estructurales y las tensiones de entalla efectivas o tensiones de entalla. La Fig. (2) muestra la definición gráfica de cada una de ellas. Mientras las tensiones nominales son aquellas

que actúan lejos del efecto concentrador de tensiones de la geometría de la unión, las tensiones de entalla son las realmente existentes en del pie de la soldadura, asumiendo un comportamiento elástico-lineal del material. Estas tensiones son muy sensibles al radio de acuerdo existente entre el material base y el cordón de soldadura, y además no tienen en cuenta la posible plastificación local del material. Para salvar estos inconvenientes la metodología está calibrada para un radio de acuerdo prefijado, que en [3,4] se asume igual a 1 mm. En todo caso, para evitar la mencionada dependencia de las tensiones de entalla con respecto a la geometría local de la soldadura en la unión cordón-material base, surge el concepto de tensión *hot spot* o tensión estructural, que se obtiene a partir de la extrapolación de los valores reales de la curva de tensiones elástico-lineal en ciertos puntos de interés, tal y como muestra la Fig. (2). Según [3,4], las tensiones *hot spot* resultan de la aplicación de las siguientes fórmulas:

$$S_{hotspot} = S_{nominal} \cdot SCF_{HS} \quad (1)$$

$$SCF_{HS} = \frac{1{,}67 \cdot S_{0,4t} - 0{,}67 \cdot S_{1,0t}}{S_{nom}} \quad (2)$$

$$SCF_{HS} = \frac{2{,}52 \cdot S_{0,4t} - 2{,}24 \cdot S_{0,9t} + 0{,}72 \cdot S_{1,4t}}{S_{nom}} \quad (3)$$

Siendo SCF_{HS} el coeficiente de concentración de tensiones. La Ec. (2) se utiliza cuando el gradiente de tensiones es moderado y puede quedar definido mediante extrapolación lineal, en tanto que la Ec. (3) ha de usarse cuando el gradiente tensional es elevado y, por lo tanto, requiere de una extrapolación parabólica a partir de los valores tensionales en tres puntos. $S_{0,4t}$, $S_{0,9t}$, $S_{1.0t}$ y $S_{1,4t}$ son las tensiones elástico lineales existentes a 0.4, 0.9, 1.0 y 1.4 veces el espesor de la chapa, respectivamente. Finalmente, en relación con las tensiones *hot spot* y con las tensiones de entalla, su utilización lleva asociado el uso de curvas S-N distintas de las asociadas a las tensiones nominales.

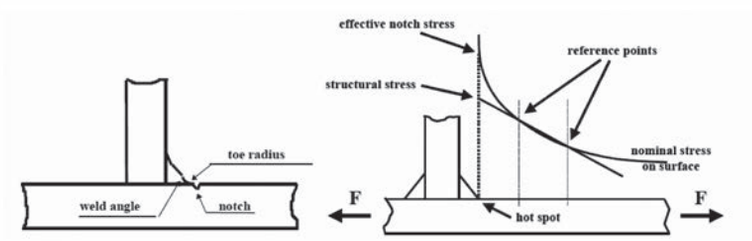

Fig. 2: Definición gráfica de tensiones nominales, tensiones estructurales (hot spot) y tensiones de entalla [4]

Más allá de la diversidad de normas y procedimientos, y de las tensiones utilizadas en el análisis, en todos los casos proporcionan curvas S-N con una notable base experimental que han de proporcionar resultados seguros para una amplia generalidad de casos. En la Tabla 1 se puede ver cómo para una misma geometría la clase FAT es la misma para todos los aceros, independientemente, de sus propiedades mecánicas. Y todo ello, para unas condiciones de ejecución definidas de forma vaga que han de cubrir un gran número de situaciones prácticas. Esta circunstancia obliga a que generalmente la aplicación de las curvas S-N de diseño proporcione resultados conservadores. Por este motivo puede ser de gran interés la determinación de las curvas S-N experimentales de la unión soldada analizada, puesto que el coste de la definición experimental puede verse ampliamente compensado por la optimización en el dimensionamiento estructural.

Así pues, con todo ello, ante un determinado diseño a fatiga de una unión soldada, cabe preguntarse si es conveniente o no realizar un programa experimental que defina las curvas S-N específicas para la unión analizada, así como la conveniencia de utilizar las tensiones nominales, las *hot spot* o las de entalla. Los autores de este trabajo no han encontrado en la bibliografía orientaciones claras sobre qué ganancia, en términos de optimización estructural, supone el uso de curvas experimentales frente a curvas de diseño, o de tensiones *hot spot* o tensiones de entalla frente a tensiones nominales.

Este trabajo tiene como objetivo responder a estas cuestiones para el caso particular de uniones soldadas a tope, y tiene su origen en un estudio sobre la optimización estructural de soldaduras transversales utilizadas en la fabricación de torres eólicas terrestres. La metodología experimental y de validación seguida puede aplicarse a estudios análogos en otro tipo de soldaduras, si bien las conclusiones aquí obtenidas se restringen únicamente a las soldaduras a tope analizadas.

Como muestra la Fig. (3), una torre eólica metálica suele estar compuesta por tres o cuatro tramos transportables por carretera al emplazamiento del parque eólico. Cada tramo, embridado a los adyacentes, incluye varios segmentos tubulares unidos mediante las soldaduras transversales analizadas en este trabajo. Finalmente, cada segmento tubular está formado por la unión mediante soldaduras longitudinales de chapas a las que previamente se les ha dado la curvatura necesaria.

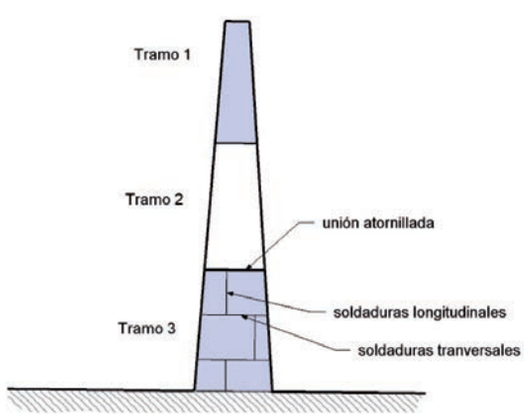

Fig. 3. Esquema de una torre eólica de tres tramos

2. MATERIALES Y METODOS

2.1. MATERIAL Y PROBETAS DE ENSAYO

El material analizado procede de 2 muestras curvas de 20 mm de espesor de un segmento del tramo superior de la torre. Dichas muestras, de 500 x 1100 mm, incluyen, tal y como se observa en la Fig. (4), una unión soldada transversal que une dos segmentos consecutivos.

El material con el que se construyeron los tramos y los segmentos de la torre es un acero ferrítico-perlítico laminado S355J2+N [5]. Las propiedades mecánicas del mismo en la dirección transversal al laminado (la dirección de los principales esfuerzos mecánicos) se recogen en la Tabla 2, habiéndose obtenido según [6] ensayando cuatro probetas de tracción y tres probetas Charpy. La composición química del acero, obtenida mediante espectrometría de emisión óptica y por análisis elemental, se especifica en la Tabla 3.

Los cordones de soldadura se ejecutaron en la dirección del laminado por arco sumergido (SAW, *Submerged Arc Weld*), que consiste en el uso de un electrodo consumible sumergido dentro de un flujo continuo de material protector en forma de polvo (flux) en el que se genera el arco eléctrico [7,8]. Como demuestra la Fig. (5), esta operación se ha realizado por ambos lados de la sección tubular para conseguir un cordón en doble V.

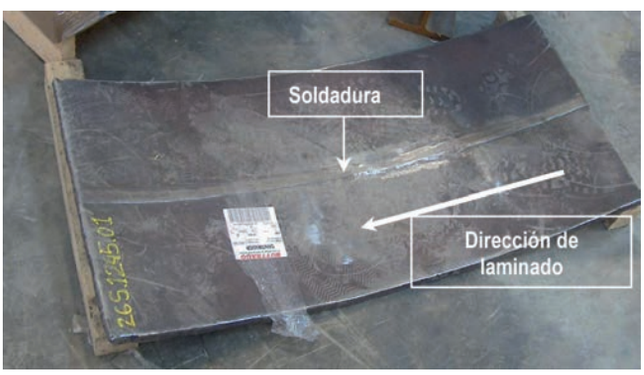

Fig. 4: Muestra de material tomada de la torre. Se puede observar el cordón de soldadura a lo largo de la misma

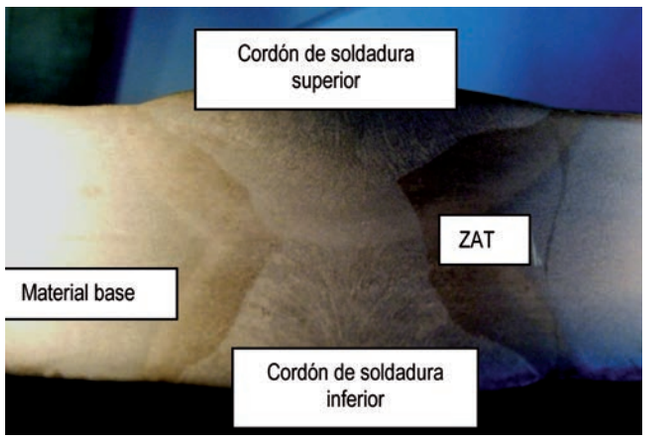

Fig. 5: Macrografía de la unión soldada tras un ataque químico de Nital al 5% bajo una fuente de luz fría.

Para la realización de los ensayos de fatiga se utilizaron probetas cuya geometría se muestra en la Fig. (6). Las mismas se obtuvieron de las dos muestras tomadas de la torre y en sentido transversal a la unión soldada, quedando la soldadura en la parte central. Con la finalidad de caracterizar el comportamiento real de dicha unión en fatiga, la superficie del cordón de soldadura no se amoló ni se trató superficialmente.

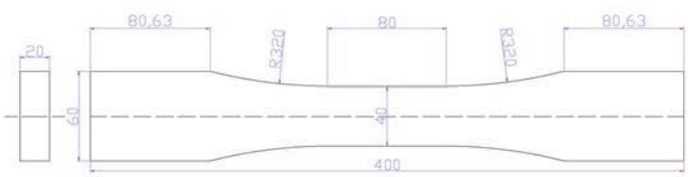

Fig. 6: Geometría de las probetas de fatiga utilizadas. Cotas en mm.

2.2. ENSAYOS DE CARACTERIZACIÓN A FATIGA

Para caracterizar el comportamiento a fatiga de la unión soldada se ensayaron 12 probetas como las indicadas en la anterior sección, denominadas FAT-1 a FAT-12. El proceso siguió las indicaciones de [9] y consistió en someter a las probetas a cargas cíclicas senoidales con R= -1, siendo R la relación entre la tensión mínima y la máxima. Estas

	Valor medio	Desviación estándar
Limite elástico, σ_y (T = +20ºC):	364 MPa	12.6 MPa
Tensión de rotura, σ_u (T = +20ºC):	582 MPa	19.7 MPa
Módulo de elasticidad, E (T = +20ºC)	204 GPa	3.5 MPa
Energía de Impacto Charpy, C_v (T = -20ºC):	77.7 J	2.3 J

Tabla 2: Propiedades mecánicas del acero S355J2+N analizado

%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Cr	%Ni	%Cu	%Al	%V	%N	%H	%Otros
0.18	0.20	1.49	0.013	0.007	0.02	0.04	0.02	0.038	0.007	0.0005	0.0002	<0.001

Tabla 3: Composición química del acero S355J2+N analizado

cargas conducen en primer lugar a la iniciación de fisuras y seguidamente al crecimiento de las mismas hasta la rotura. Para ello se empleó una máquina servohidráulica de 1000 KN de carga máxima, aplicándose una frecuencia de la onda de cargas de 12 Hz. Se puede observar la disposición de la probeta en la máquina durante uno de los ensayos en la Fig. (7).

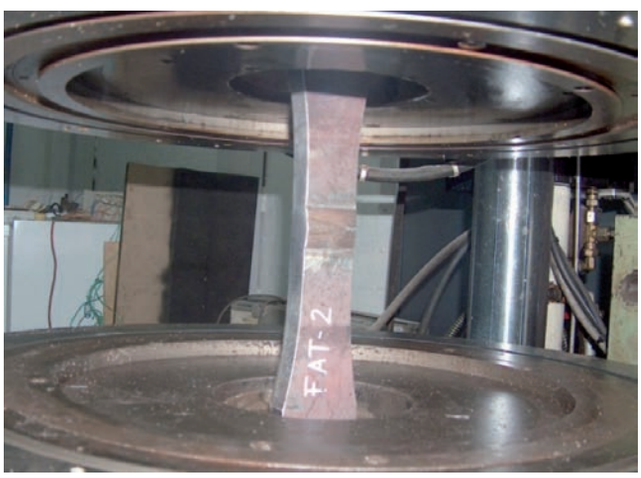

Fig. 7: Vista de la probeta FAT-2 posicionada en la máquina de ensayos, lista para proceder con el ensayo de fatiga.

Para cada ensayo se registró la variación tensional aplicada, y el número de ciclos hasta rotura, obteniéndose de esta manera un punto de la curva S-N de comportamiento a fatiga en tensiones nominales. Los resultados se muestran en la Sección 3.

2.3. ENSAYOS DE VALIDACIÓN

Tras los ensayos de caracterización de la unión soldada de las torres eólicas, se procedió a validar las distintas metodologías de análisis a fatiga, asociadas a las diferentes curvas S-N y tensiones consideradas, mediante 9 ensayos de fatiga con diferentes secuencias de cargas, formadas por bloques de una determinada duración (en ciclos) con diferentes tensiones medias y amplitudes de tensión nominal prefijadas. La Fig. (8) muestra un ejemplo gráfico de uno de los ensayos, en tanto que la Tabla 4 recoge la descripción de todos y cada uno de ellos. En cada caso, una vez finalizada la secuencia de bloques indicada, volvía a repetirse hasta llegar a la rotura final de la probeta.

En las tres primeras probetas se aplican dos bloques de carga diferentes de forma sucesiva; en los tres segundos se aplican bloques de carga sucesivamente mayores; finalmente, en los tres últimos se aplican los bloques con cargas sucesivamente menores. Esto permitirá estudiar el efecto sobre el daño acumulado en fatiga tienen el orden en que se aplican los distintos bloques de carga [10,11]. Además, se han elegido valores de la tensión media que fijan los valores del parámetro R (relación entre tensión mínima y máxima) en R= +0.5, R = 0 y R= -0.5, de manera

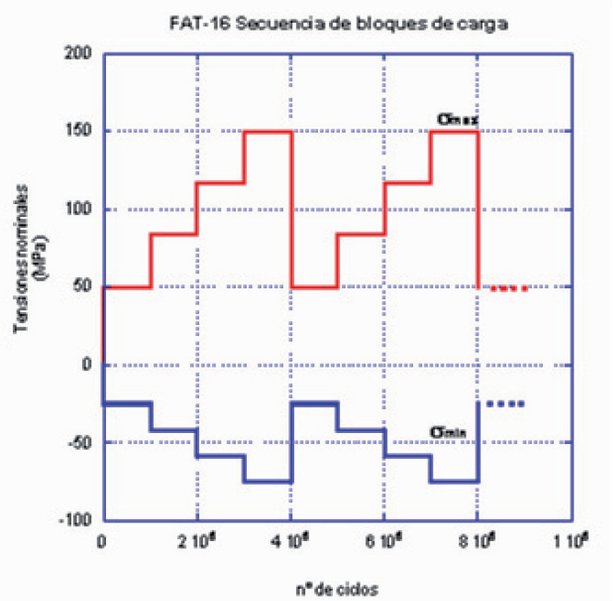

Fig. 8: Secuencia de cargas del ensayo de validación FAT-16

que también podrá analizarse el efecto de esta variable en la vida a fatiga. Los bloques se han diseñado de manera que las tensiones nominales no superen el límite elástico del material, circunscribiendo el análisis a la fatiga en alto número de ciclos.

El proceso de análisis es el siguiente: cada bloque, i, tiene un número de ciclos N_i, y una variación tensional $S_{nominal\ i}$ a la que le corresponden un número de ciclos hasta rotura de N_{fi}, los cuales se obtienen al entrar en la curva S-N correspondiente. Finalmente se determina el daño acumulado en cada bloque, N_i/N_{fi}, y se aplica la Regla de Miner [12] de daño acumulado, por la cual la rotura o fallo se produce cuando la suma del daño acumulado por todos los bloques es igual a uno:

$$\sum_i \frac{N_i}{N_{fi}} = 1 \tag{4}$$

De esta manera, el daño acumulado en cada bloque representa el tanto por uno de la vida en fatiga consumido en el mismo.

En el caso de usar las curvas experimentales, obtenidas con un valor de R de -1, la variación tensional con la que se ha de entrar en la curva S-N, cualquiera que sea el tipo de tensión elegido, ha de corregirse por efecto de la tensión media. Existen diversos tipos de correcciones en este sentido (ej., [13-15]), habiéndose elegido la corrección de Goodman [13] por ser la que tiene un uso más extendido y aceptado.

$$S_i^{R=-1} = \frac{S_i}{\left\{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2\right\}} \tag{5}$$

Probeta	R	Nº de bloque	$S_{nominal}$ (MPa)	$S_{nominal\ media}$ (MPa)	Nº de ciclos (N_i)	Nº ciclos en rotura
FAT-13	-0.5	1	175	29.17	10000	2585014
		2	125	20.83	20000	
FAT-14	0	1	225	112.50	10000	962639
		2	175	87.50	20000	
FAT-15	+0.5	1	175	262.50	10000	693530
		2	125	187.50	20000	
FAT-16	-0.5	1	75	12.50	100000	3577771
		2	125	20.83	100000	
		3	175	29.17	100000	
		4	225	37.50	100000	
FAT-17	0	1	75	37.50	100000	718406
		2	125	62.50	100000	
		3	175	87.50	100000	
		4	225	112.50	100000	
FAT-18	+0.5	1	75	112.50	100000	871445
		2	125	187.50	100000	
		3	175	262.50	100000	
FAT-19	-0.5	1	175	29.17	10000	9237257
		2	150	25.00	20000	
		3	125	20.83	40000	
		4	100	16.67	80000	
		5	200	33.33	1637257	
FAT-20	0	1	175	87.50	10000	> 10000000 (no rompe)
		2	150	75.00	20000	
		3	125	62.50	40000	
		4	100	50.00	80000	
FAT-21	+0.5	1	175	262.50	10000	2045447
		2	150	225.00	20000	
		3	125	187.50	40000	
		4	100	150.00	80000	

Tabla 4: Secuencias de cargas en cada uno de los ensayos de validación. El bloque 5 de la FAT-19 se introdujo para forzar la rotura

S_i es la variación tensional realmente aplicada, σ_m es la tensión media y σ_u la tensión de rotura del material. De esta manera, $S_i^{R=-1}$ es la variación tensional corregida por efecto de la tensión media, con la que hay que entrar en la curva experimental correspondiente.

Las diversas metodologías serán tanto más ajustadas a la realidad cuanto mas próximo quede a 1.0 el valor del daño acumulado que generen en rotura. Valores de daño acumulado superiores a uno indican que la metodología proporciona resultados del lado de la seguridad, puesto que generan un daño en rotura superior al real, que es igual a la unidad, en tanto que valores inferiores a uno indican que la metodología correspondiente es insegura.

2.4. SIMULACIÓN NUMÉRICA

Los ensayos mostrados en las secciones 2.2 y 2.3 permitirían únicamente realizar análisis con tensiones nominales. Para poder extender el análisis a las tensiones *hot spot* y a las tensiones de entalla es necesario calcular las mismas tanto en los ensayos de caracterización como en los de validación. Con este objetivo se simularon las

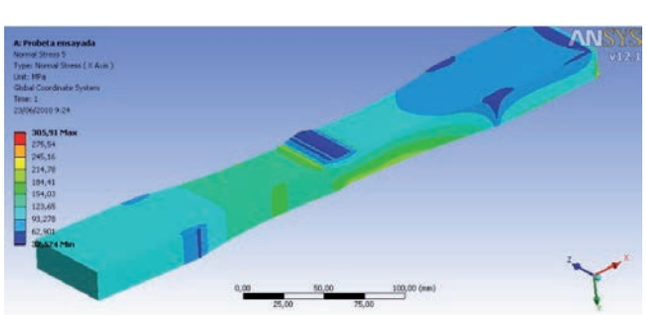

Fig. 9: Distribución de las tensiones normales, paralelas a la dirección de fatiga, sobre la superficie de la probeta, obtenidas mediante el programa ANSYS 12.1

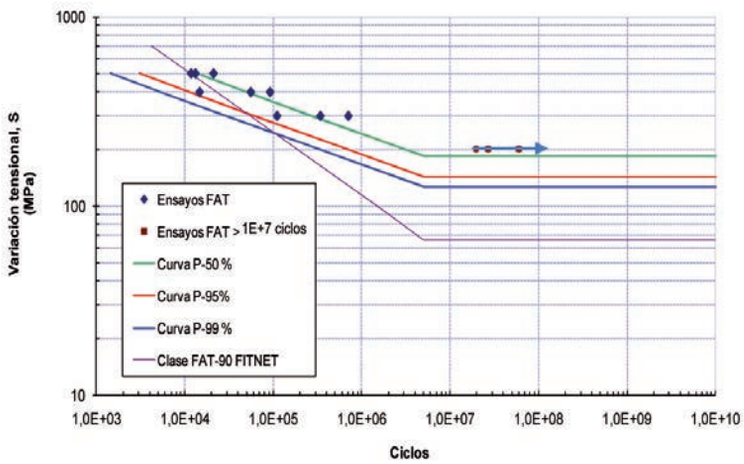

Fig. 10: Curvas experimentales en tensiones nominales, y comparación con curva de diseño

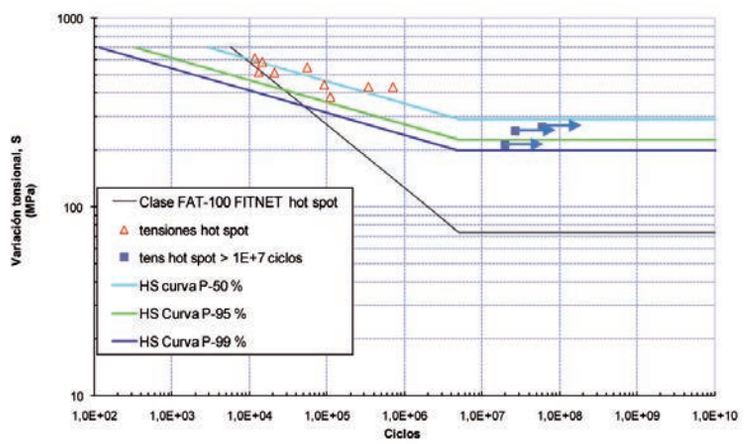

Fig. 11: Curvas experimentales en tensiones hot spot, y comparación con curva de diseño

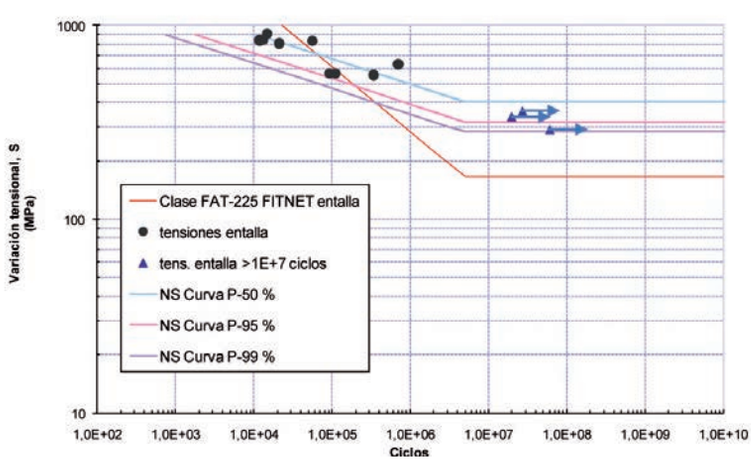

Fig. 12: Curvas experimentales en tensiones de entalla, y comparación con curva de diseño

probetas por elementos finitos mediante ANSYS 12.1 [16], mediante cálculo elástico-lineal y aplicándoles en los extremos las cargas estáticas necesarias para generar las tensiones nominales recogidas en la Tabla 4, derivándose para cada probeta la variación tensional expresada tanto en tensiones *hot spot* como en tensiones de entalla. Se utilizaron elementos cuadráticos tipo SOLID 186 con integración completa, de menor tamaño en los pies de soldadura por tratarse de las zonas con mayores gradientes de tensiones. El número medio de elementos en las probetas se situó en torno a los 35.000, en tanto que el número de nodos resultante quedó próximo a 172.000. Hecho esto, en el caso de los ensayos de caracterización se obtuvieron las curvas S-N correspondientes, dado que el número de ciclos hasta rotura de cada ensayo es el mismo cualquiera que sea la tensión utilizada. Dichas curvas fueron las aplicadas a los ensayos de validación para el cálculo del daño en rotura. La Fig. (9) muestra un ejemplo de las simulaciones.

3. RESULTADOS

3.1.CURVAS S-N DE LA UNIÓN SOLDADA

En este apartado se recogen las curvas S-N que caracterizan el comportamiento a fatiga de la unión soldada. Se muestran en las Figuras (10) a (12), una para cada tipo de tensión considerada: nominal, *hot spot* y entalla. En cada una se pueden observar los puntos experimentales y el ajuste realizado con bandas de confianza del 50%, 95% y 99%. Igualmente se recoge, para cada caso, la curva de diseño correspondiente (asociada a una confianza del 95%), tomando como referencia a la propuesta por el FITNET FFS [4]. Puede observarse que tres de los ensayos se pararon al alcanzarse un número de ciclos muy elevado sin que se produjera la rotura (run-outs [17-19]).

Se puede observar que para los tres tipos de tensiones consideradas las curvas de diseño son mucho más conservadoras que las experimentales para valores de ciclos en rotura muy elevados, ya que predicen un menor número de ciclos hasta rotura. En cuanto al límite de fatiga, variación tensional por debajo de la cual la vida en fatiga es infinita, aumenta un 110 % al pasar de curvas de diseño a curvas experimentales asociadas al 95 % de confianza en tensiones nominales, en tanto que dicho aumento es de un 190 % en tensiones *hot spot* y de un 87 % en tensiones de entalla. Existiendo diferencias entre los distintos casos, el aumento es

muy notable en todos los casos.

Por el contrario, las curvas de diseño pueden resultar inseguras para tensiones elevadas y ciclos hasta rotura del orden de las decenas de miles de ciclos, especialmente en el caso de las tensiones de entalla. Las tensiones elásticas asociadas a dichas situaciones son superiores al límite elástico, lo cual quiere decir que a nivel local (pie de soldadura) el material ha plastificado y, por lo tanto, se estaría en una situación próxima a la fatiga de bajo número de ciclos.

3.2. ANÁLISIS A FATIGA DE LAS PROBETAS DE VALIDACIÓN

Cada una de las nueve probetas de validación se va a evaluar a fatiga en el momento de la rotura, con un daño acumulado igual a la unidad, según las seis metodologías que surgen de combinar los dos tipos de curvas S-N con los tres tipos de tensiones. El proceso quedó explicado en la sección 2.3 y el resultado, en cada caso, será la predicción de daño en rotura. La Tabla 5 muestra los resultados obtenidos, pudiéndose observar que la probeta FAT-20 no llegó a la rotura final. La Figura 13 muestra los resultados gráficamente.

Del análisis de los resultados se deriva que en el caso de las curvas de diseño los resultados son siempre conservadores para los análisis según tensiones nominales y *hot spot*, aunque al contrario de lo que cabría esperar el segundo caso es más conservador que el primero.

En cuanto a las curvas experimentales, las asociadas al 50 % de confianza generan resultados inaceptables. En el caso de tensiones *hot spot* y de entalla el análisis es siempre inseguro, y en tensiones nominales presenta dos resultados no conservadores (FAT-13 y FAT-17). En dichas curvas, tan sólo el análisis que combina tensiones nominales y banda de confianza del 99% proporciona todos los resultados del lado de la seguridad.

Al comparar los resultados de las curvas S-N de diseño y de las experimentales con corrección de Goodman se observa que las primeras son más conservadoras para valores de R bajos (R= -0.5), en tanto que las segundas son más conservadoras para valores de R altos (R=+0.5) cuando se considera la banda de confianza del 95%, y para valores de R=0 y R=+0.5 cuando se considera la banda de confianza del 99%. La razón es que las curvas de diseño son válidas para todo R y, por lo tanto, son necesariamente conservadoras para R bajos, reduciéndose el conservadurismo a medida que aumenta R.

Independientemente del tipo de curva y tensión utilizada se observa un claro efecto de R en el daño obtenido. También se observan evidencias del efecto de la secuencia de cargas: las secuencias con cargas descendentes dan resultados más conservadores que las secuencias ascendentes, lo cual está de acuerdo con la literatura especializada (ej. [17-20]).

Las tensiones de entalla no han proporcionado resultados aceptables, puesto que resultan inseguros en la mayoría de casos. Por lo tanto, se recomienda no usarlos para el análisis del problema aquí estudiado, cuestión que es aplicable tanto para curvas S-N de diseño como para curvas S-N experimentales. Por su parte, las tensiones *hot spot,* junto con las curvas experimentales, reducen generalmente el conservadurismo frente a las tensiones nominales, pero a costa de proporcionar algunos análisis inseguros.

Las situaciones que dan siempre resultados del lado de la seguridad son el uso de curvas de diseño junto con tensiones nominales o tensiones *hot spot*, y el uso de curvas experimentales con corrección de Goodman, tensiones nominales y banda de confianza del 99%.

		CURVAS DISEÑO FITNET FFS			CURVAS EXPERIMENTALES								
					P. 99%			P. 95%			P. 50%		
Probeta	R	Nominal	Hot spot	Entalla	Nominal	Hot spot	Entalla	Nominal	Hot spot	Entalla	Nominal	Hot spot	Entalla
FAT-13	-0.5	4.36	5.68	1.59	1.64	0.46	0.54	0.78	0.00	0.22	0.18	0.00	0.00
FAT-14	0	4.87	6.35	1.78	9.45	6.79	5.69	4.50	2.29	2.34	1.02	0.23	0.33
FAT-15	+0.5	1.47	1.92	0.54	12.33	13.76	9.95	5.87	4.56	4.08	1.33	0.52	0.67
FAT-16	-0.5	11.63	15.15	4.14	9.95	5.02	4.74	4.63	1.53	1.94	1.05	0.00	0.29
FAT-17	0	1.99	2.59	0.70	3.42	2.44	2.04	1.24	0.82	0.84	0.36	0.08	0.12
FAT-18	+0.5	1.49	1.94	0.51	13.89	15.86	11.41	6.60	5.31	4.68	1.49	0.61	0.78
FAT-19	-0.5	21.09	27.47	7.68	10.93	3.69	3.90	5.00	0.98	1.60	1.06	0.00	0.00
FAT-20	0	>18.40	>23.98	>6.71	>38.32	>22.13	>20.29	>18.23	>7.48	>8.15	>3.95	>0.81	>1.28
FAT-21	+0.5	2.64	3.44	0.96	11.12	10.10	7.68	5.14	3.31	3.15	1.16	0.38	0.51

Tabla 5: Daño acumulado en rotura según las distintas combinaciones de curvas y tensiones

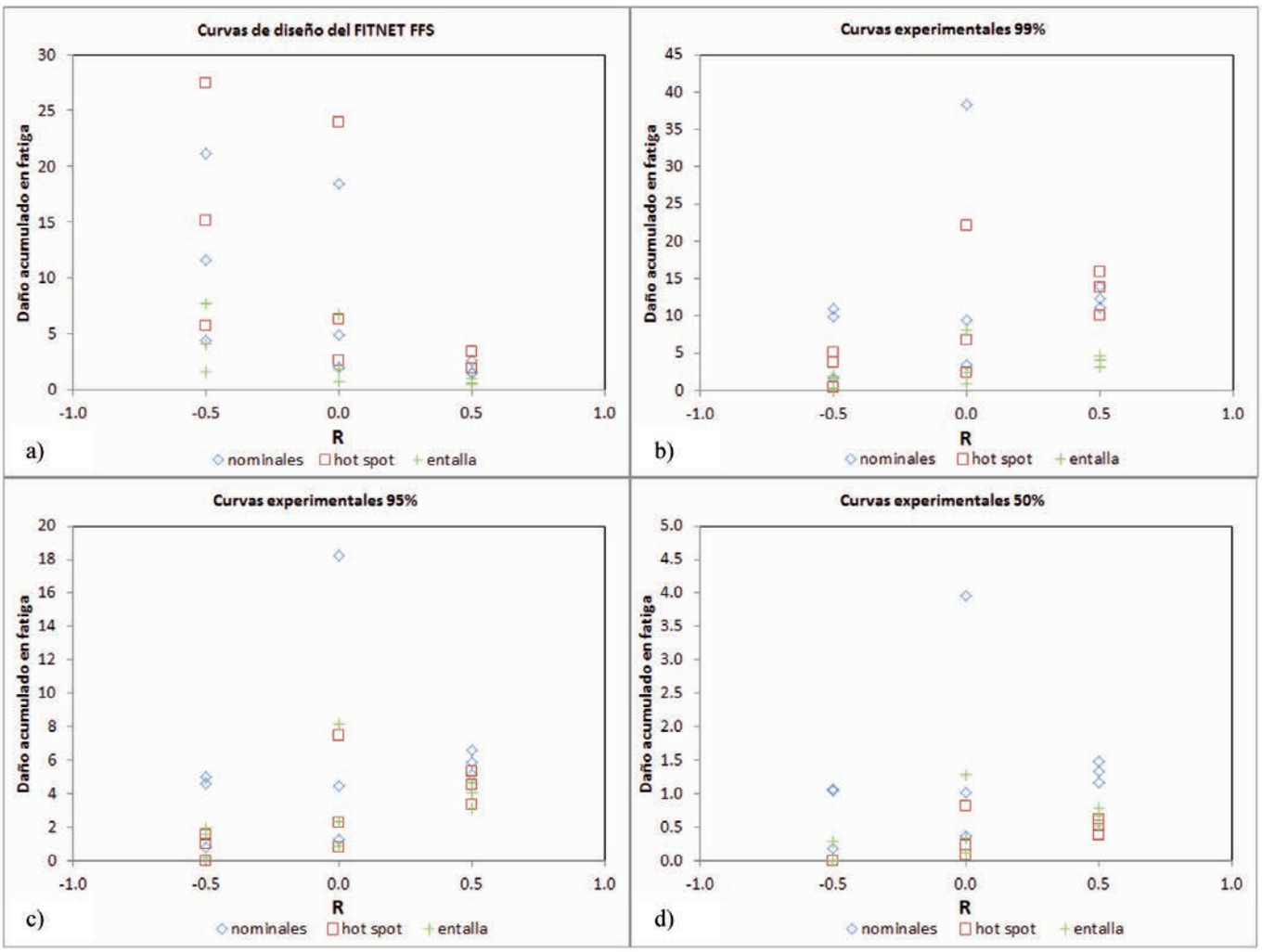

Fig. 13: Daño acumulado en fatiga para las distintas curvas S-N consideradas y en función del valor de R

Finalmente, la metodología óptima, en cuanto a que proporciona siempre valores del lado de la seguridad, pero con el menor conservadurismo posible, consiste en utilizar curvas de diseño y tensiones nominales para bloques de carga de R negativa junto con curvas experimentales, tensiones de entalla y banda del 99% de confianza, corrigiendo las tensiones medias con la fórmula de Goodman, en situaciones con R positiva. Sin embargo este enfoque presenta dos problemas: utiliza dos tipos de tensiones, nominales para R<0 y de entalla para R>0, y curvas que en el fondo representan distintas bandas de confianza: 95% para R<0 y 99% para R>0. Por lo tanto, en aras de la consistencia metodológica, y en contra del conservadurismo del análisis, que aumenta, la metodología propuesta para el análisis a fatiga de uniones soldadas a tope consiste en utilizar curvas de diseño y tensiones nominales para valores de R<0 y curvas experimentales asociadas al 95% de confianza, junto con tensiones nominales, para R>0.

4. CONCLUSIONES

La combinación de los distintos tipos de curvas S-N y de tensiones de cálculo genera 6 posibles metodologías de análisis a fatiga. En este trabajo se han aplicado todas ellas al análisis a fatiga de uniones soldadas a tope utilizadas en la fabricación de torres eólicas de acero, con el objetivo de evaluar los resultados obtenidos con cada una de ellas. Así será posible evaluar la conveniencia o no de emplear esfuerzos adicionales en determinar las curvas experimentales y las tensiones *hot spot* o las de entalla. De los resultados obtenidos se pueden extraer varias conclusiones en este sentido:

- El uso de curvas de diseño ha generado resultados más ajustados que las curvas experimentales en un buen número de situaciones. Tan solo en casos en los cuales el número de ciclos hasta rotura sea muy elevado las curvas de diseño son muy conservadoras. En dichas situaciones el esfuerzo en la generación de curvas S-N experimentales puede verse compensado por un dimensionamiento a fatiga más eficiente.

- El uso de curvas S-N experimentales ha de ir acompañado del uso de tensiones nominales. Cuando se trata de ajustar al máximo el análisis, combinando curvas experimentales con tensiones más ajustadas a la física real del problema, el resultado puede terminar siendo inseguro.

- El uso de tensiones *hot spot* y curvas de diseño genera resultados seguros, pero no mejores (por ser más conservadoras) que los obtenidos con tensiones nominales. Además, las tensiones de entalla generan resultados inseguros en muchas situaciones. Por todo ello, de los resultados de este trabajo se concluye que el esfuerzo de cálculo asociado al uso de tensiones *hot spot* y tensiones de entalla, frente al uso de tensiones nominales, es difícilmente justificable.

- En definitiva, se propone realizar el análisis a fatiga de uniones soldadas a tope mediante el uso de tensiones nominales. En aquellos casos con tensiones medias elevadas (R>0) las curvas experimentales pueden estar justificadas, pero si predominan las tensiones medias reducidas (R<0) las curvas de diseño se han mostrado más eficientes.

5. BIBLIOGRAFÍA

[1] AENOR. Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero. Parte 1-9: Fatiga. UNE-EN 1993-1-9. Madrid: AENOR, 2008.
[2] BRITISH STANDARDS INSTITUTION. Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures. BS7608. Londres: British Standards Institution, 1993.
[3] INTERNATIONAL INSTITUTE OF WELDING. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. Paris: International Institute of Welding, 2008.
[4] FITNET FFS Network. FITNET Fitness-for-Service Procedure. Geesthacth: FITNET FFS Network, 2008.
[5] AENOR. Productos laminados en caliente de aceros para estructuras. Parte 2: Condiciones técnicas de suministro de los aceros estructurales no aleados. UNE-EN 10025-2:2006. Madrid: AENOR, 2006.
[6] ASTM. Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials. ASTM E8-04. West Conshohocken: ASTM International, 2004.
[7] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Welding Inspection and Metallurgy. API 577. Washington: American Petroleum Institute, 2004.
[8] O'Brien RL. Jefferson's Welding Enciclopedia. 18th edition. Miami: American Welding Society, 1997. 758p. ISBN: 978-0871715067
[9] ASTM. Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials. ASTM E466-96. West Conshohocken: ASTM International, 2002.
[10] Fatemi A, Yang L. "Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials". International Journal of Fatigue. 1998. Vol. 20-1 p. 9-34. http://dx.doi.org/10.1016/S0142-1123(97)00081-9
[11] Manson SS, Halford GR. "Cumulative fatigue damage". En: Manson SS, Halford GR. Fatigue and Durability of Structural Materials. Ohio: ASM International, 2006 p 123-156.
[12] Miner MA. "Cumulative damage in fatigue". Journal of Applied Mechanics. 1945. Vol. 12 p.159-164.
[13] Goodman J. Mechanics Applied to Engineering. London: Longmans, Green & Co, 1914. 880p. ISBN: 1445532484
[14] Gerber H. "Bestimmung der zulassigen Spannungen in eisen Constructionen". Zeitschrift des Bayerischen Architeckten und Ingenieur- Vereins. 1874. Vol.6 p.101-110.
[15] Soderberg CR, Sweden V. "Factor of safety and working stress". Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. 1930. Vol. 52 p. 13-28
[16] ANSYS 12.1 User´s Manual, ANSYS Inc, 2009.
[17] Bannantine JA, Comer JJ, Handrock JL. Fundamentals of Metal Fatigue Analysis. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1989. 273p. ISBN: 978-0133401912.
[18] Lassen T, Recho N. Fatigue Life Analyses of Welded Structures. Londres: ISTE, 2006. 407p. ISBN: 978-1-905209545.
[19] Schijve J. Fatigue of Structures and Materials. 2th edition. Delft: Springer, 2008. 648p. ISBN: 978-1402068072.
[20] Suresh S. Fatigue of Materials. 2th edition. Cambridge: Cambridge University Press, 1998. 704p. ISBN: 978-0521578479