

Congreso de Perforación 2005
3 al 5 de Octubre, Buenos Aires, Argentina

TITULO:

“FATIGA EN CONEXIONES DURANTE LA PERFORACIÓN CON CASING: COMO AFECTA Y COMO SE EVALÚA”

Autores: **Néstor Santi (Tenaris Connections)**
 Fabián Benedetto (TenarisSiderca)

Abstract:

Como es sabido una de las prácticas mas innovadoras que se han dado últimamente para la perforación de pozos en la Industria del gas y del Petróleo consiste en realizar dos operaciones (perforación y entubación) de manera simultánea, la importancia de esta metodología impacta en la reducción de costos relacionados con el transporte, el manipuleo, etc. de las barras de sondeo, pero la ventaja más significativa es la posibilidad de reducir problemas de la perforación relacionados con pérdidas de circulación, inestabilidad de paredes, tiempos muertos sin circular el pozo, etc.

Ahora bien, los aspectos técnicos y las hipótesis de carga que se evalúan en el tubular para su vida útil en Servicio no difieren demasiado de aquellas usadas para el diseño de un Casing o Tubing convencional. Datos como gradientes de formación, gradientes térmicos, trayectoria del pozo, etc. se necesitan tanto para el diseño convencional de un Casing de revestimiento estándar como para el diseño de un Casing para perforar.

La diferencia que surge para esta última condición de servicio, es la incorporación de esfuerzos adicionales provenientes de efectos dinámicos; estos esfuerzos adicionales se pueden sintetizar en tres principales:

- Desgaste (Wearing)
- Pandeo (Buckling)
- Fatiga

Si bien los tres aspectos son fundamentales, el Pandeo y el Desgaste pueden ocurrir sin afectar la integridad de la columna debido a que se los incluye en los métodos de diseño convencionales. Mientras que la fatiga generalmente desemboca en la rotura catastrófica, principalmente por problemas de flexión (bending) o flexo-rotación en el pozo. Es de particular atención, entonces el análisis de la resistencia a la fatiga de la sarta, fundamentalmente en las conexiones debido a que estas poseen concentradores de tensiones y, como característica adicional, cuentan desde el inicio con un nivel de “Stress” adicional producto del Make-up o apriete en campo.

En este trabajo presentaremos entonces los diferentes métodos teóricos y experimentales llevados a cabo con el propósito de establecer los límites y optimizar el diseño de las conexiones para perforación con Casing frente a cargas alternativas.

1.- Introducción:

La selección de un tubular, definida la profundidad y el diámetro del mismo, consiste en definir su espesor, determinar el Grado de acero apropiado y elegir la conexión adecuada. Este proceso se traduce en un análisis técnico y económico cuyo objetivo final es resolver un problema ingenieril de esfuerzos mecánicos y análisis de costos.

Para el primero de los problemas a resolver es muy importante una correcta definición de las Condiciones de Carga, dado que resulta ser uno de los puntos que más incertidumbre tiene asociado, mas aún si en estas hipótesis se presentan situaciones dinámicas, como es el caso de una perforación. Con esta característica como punto central de enfoque, las premisas con las que se evalúan los tubulares son:

1. Resistencia mecánica Vs. Esfuerzos durante la vida útil (Seguridad)
2. Funcionalidad Vs. Cambios en la arquitectura del pozo (Versatilidad)
3. Beneficio económico Vs. Costos de Producción (Costos)

Con lo cual, para una perforación con Casing, el mejor diseño técnico-económico es aquel que va a permitir alcanzar la profundidad deseada sin problemas, va a mantener al pozo en Producción por más tiempo, y todo con la mejor inversión inicial posible.

Para asegurar esto, es fundamental la selección de la conexión en cuanto a su resistencia a la fatiga y al sobre-torque, por lo cual se presenta en este trabajo las consideraciones en el diseño y evaluación de conexiones roscadas pensadas para trabajos de alta demanda.

2.- Evaluación comparativa de las Hipótesis de Carga para diseño de Casing estático y perforación con Casing:

Tal se describe en la [Ref.: 1], en la gran mayoría de los casos los diseños convencionales de tubulares incluyen conexiones que se seleccionan para soportar condiciones estáticas de carga, adoptando diferentes factores de diseño según el tipo de solicitación que se analice, siendo prioritario la evaluación a las cargas axiales y la resistencia a la fuga de los fluidos.

Si bien en estas condiciones de “análisis estático” suelen presentarse cargas dinámicas [Ref.: 2] las mismas actúan en un corto período de tiempo. Este tipo de eventos generalmente son Cargas debidas a impacto (Golpe de la tubería contra salientes, Freno o ascenso brusco de la columna, Rebote por impacto), o bien fuerzas de arrastre durante el reciprocado. En estas situaciones, debido a la difícil predicción de estos eventos, el diseño contempla la presencia de los mismos a través de los Factores de Diseño y Factores de Seguridad (FD Tracción; FD Compresión), solamente analizando las cargas axiales “equivalentes” que los mismos generan.

Cuando las hipótesis de carga que definen la selección de un tubular contienen cargas cíclicas aplicadas de manera permanente al tubular, el responsable del diseño se encuentra con una limitación impuesta por las conexiones típicas del mercado: su limitada (o desconocida) resistencia a la fatiga y al sobre-torque. La Tabla 1 que se presenta a continuación resume las condiciones de cargas consideradas para un Casing según se trate de un diseño convencional (STD) o una Perforación con Casing (PCC).

Carga	Axial	Estallido	Colapso	Fatiga	Torsión	Desgaste
Casing evacuado (Total o parcial)	STD/PCC		STD/PCC			
Pérdida en Tubing	STD/PCC	STD/PCC				
Surgencia	STD/PCC	STD/PCC				
Prueba de Integridad	STD/PCC	STD/PCC				
Fractura a través de Casing	STD/PCC	STD/PCC				
Reciprocando	STD/PCC			STD/PCC		STD/PCC
Perforando				PCC	PCC	PCC
Rotando “off bottom”				PCC	PCC	PCC
Operación de “Backreaming”				PCC	PCC	PCC
Sacando Tubería	STD/PCC					STD/PCC
Bajando Tubería	STD/PCC					STD/PCC

Tabla 1

STD: Diseño Convencional; PCC: Perforación con Casing

Esta tabla indica la diferencia en las Hipótesis de cargas clásicas que se consideran para el diseño según se trate de cada tipo de operación (otras alternativas podrán ser incluidas según los casos), y se observa que la perforación con Casing requiere de un mayor análisis en el relevamiento de aquellas cargas que generan tensiones alternativas.

Cuando se trate de operaciones de Perforación con Casing, las características del pozo van a determinar el tipo de conexión a seleccionar, dependiendo de la trayectoria y profundidad del mismo, el tipo de fluido a producir, etc. se podrá seleccionar una conexión con cupla, sin sello metal-metal y con una buena resistencia a la fatiga o bien se podrá optar por una conexión integral con sello metal-metal y hombro de torque robusto, a los efectos de contar con una excelente resistencia a las cargas alternativas y una muy buena performance al sobre-torque.

La primera de las alternativas se presenta en este trabajo como una conexión “Semi-Premium” que tiene un tope en la cupla y tolerancias ajustadas de fabricación, mientras que la segunda alternativa se presenta como una unión “Premium de Alta Performance” con doble hombro de torque, recalque robusto y sello metal-metal.

Ambas conexiones se evaluaron a través de simulación numérica por el método de los Elementos Finitos y de un exhaustivo plan de ensayos a plena escala.

3.- Análisis de las condiciones particulares para Perforación con Casing:

3.1- Desgaste:

Es una de las primeras causas que ocasiona el contacto del Casing con las paredes del pozo, en cuanto a las conexiones, la influencia del desgaste se puede minimizar con la utilización de centralizadores cerca de la conexión o bien con la aplicación de “hardfacing” en la zona de la unión a los efectos de prevenir la reducción del diámetro externo de la misma, lo cual influye directamente en su performance.

El desgaste en el cuerpo del tubo también se puede controlar mediante centralizadores.

Entre los factores que directamente afectan al desgaste del tubo y conexión están:

1. Incremento de las fuerzas laterales (Side Forces) que dependen directamente de la tensión aplicada al tubo, del peso lineal del tubo, de la trayectoria del pozo, etc.
2. Incremento del tiempo de rotación (formaciones duras y abrasivas).
3. Tipo de lodo que se utiliza
4. Diámetro del tubo
5. Tipo de acero

Una estimación de la cantidad de material removido se puede estimar según la [Ref.: 3] en donde:

$$V = (W_F) (F_N) (DS) \quad (1)$$

Con:

V = Volumen de metal removido (Pulg^3/ft)

W_F = Factor de desgaste ($\text{Pulg}^2/\text{lb} \times 10^{10}$)

F_N = Fuerza lateral (lb/ft)

DS = Distancia de deslizamiento (ft)

$DS = (\pi \text{OD}_{\text{CUPLA}}) (\text{Avg RPM}) (\text{Tiempo rotación})$

En la referencia citada se puede encontrar más información al respecto. Es particularmente importante poder controlar el desgaste, sobre todo en pozos en los que se va a mantener rotando al Casing por mucho tiempo.

3.2- Fatiga y Pandeo:

Como es sabido, la razón por la que un material se daña por Fatiga se debe al efecto combinado de una tensión promedio aplicada sobre la cual se superponen tensiones cíclicas que pueden ser de magnitud variable, a mayor magnitud se va a necesitar un menor número de ciclos para la iniciación y posterior propagación de una fisura.

Por lo general, en columnas tubulares de Perforación, la fatiga está ligada con cinco parámetros que se deben tomar en cuenta para el análisis y se deben tratar de controlar en lo posible: curvatura del pozo, vibraciones, corrosividad del medio, manipuleo en campo y fundamentalmente Pandeo.

La curvatura del pozo genera una tensión alternativa de valor:

$$\sigma_F = 218 (OD_C) (DLS) \quad (2)$$

Con:

σ_F = Tensión debida a la flexión en la sección curva del pozo (psi)

OD_C = Diámetro externo del Casing (Pulg)

DLS = Cambio de ángulo o “Dog Leg” (°/100’)

Esta tensión debida a la flexión cambia de sentido mientras el tubo está rotando y se va a superponer a la carga axial promedia en la sección de interés. Como se observa en la expresión a mayor severidad de curva y a mayor diámetro de tubería mayor valor de la tensión cíclica. Las vibraciones van a colaborar agregando cargas cíclicas (que puede ser de magnitud) a las cargas alternativas propias del sistema.

El efecto de la corrosión y el manipuleo en el campo juegan un rol importante en el proceso de iniciación de una fisura debido a que la presencia de picaduras (“pits” de corrosión) por oxígeno o bien marcas de cuñas o golpes van a acelerar el proceso de iniciación que es precisamente el que más tiempo lleva en los casos de fatiga.

Si bien todos los parámetros indicados anteriormente son muy importantes y deben ser analizados, especial cuidado se debe tener en la evaluación del Pandeo de la columna, dado que la presencia de secciones inestables del tubo mientras se perfora van a ser proclives a las fallas por fatiga. La manera en la que se evalúa el Pandeo es mediante la comparación de las fuerzas que tienden a estabilizar al tubo (axiales positivas y presión externa) versus aquellas que tienden a desestabilizarlo (axiales negativas y presión interna) con la Fuerza crítica de pandeo del tubo. La expresión siguiente engloba lo dicho en el párrafo superior:

$$F_{EFF} = F_t - F_s \quad (3)$$

Con

F_{EFF} = Fuerza efectiva de pandeo (lbs)

F_t = Fuerza axial de tensión en el punto de interés (lbs)

F_s = Fuerza de estabilización (lbs)

$$F_s = - A_o P_o + A_i P_i \quad (4)$$

En donde:

A_o = Area correspondiente al diámetro externo del tubo, en pulg²

P_o = Presión externa, en psi.

A_i = Area correspondiente al diámetro interno del tubo, en pulg²

P_i = Presión interna, en psi

De manera básica se puede decir que si $F_{EFF} < 0 \rightarrow$ Pandeo, pero la manera exacta de calcular este parámetro es la evaluación de la *Fuerza efectiva de Pandeo* (F_{eff}) con la *Fuerza crítica de Pandeo* (F_{crit}).

En este caso, habrá inestabilidad del tubo si $F_{eff} < F_{crit}$.

La F_{crit} se puede calcular como [Ref.: 3]:

$$F_{CRIT} = 2 \sqrt{\frac{E I w B F \sin \theta}{r}} \quad (\text{Dawson-Paslay}) \quad (5)$$

con w = Peso lineal del tubo en aire (lbs/pie)

E = Módulo de Elasticidad del acero, en psi (30×10^6)

I = Momento de Inercia (en pulg^4)

BF = Factor de Flotación

θ = Inclinación del Pozo en el punto de interés ($^\circ$)

r = Huelgo radial entre el Casing y el pozo (pulg)

Esta expresión, aplicada a secciones verticales del pozo indica que $F_{crit} = 0$, con lo que se deduce la importancia de mantener en Tensión esta sección de la tubería. Por el contrario en una trayectoria horizontal la F_{crit} será máxima.

La manera que afecta a las conexiones y a su resistencia a la fatiga el pandeo se puede determinar calculando la severidad de “Dog Leg” resultante de una sección inestable, la cual se determina con la siguiente expresión:

$$DL(^\circ / 100') = \frac{5730}{\left(\frac{P^2 + 4\pi^2 r^2}{4\pi^2 r} \right)} \quad (6)$$

Con

P = Paso generado por el Pandeo Helicoidal (pulg)

El paso de la hélice arriba mencionada se determina utilizando la siguiente expresión:

$$P = \pi \sqrt{\left(\frac{8EI}{F_{EFF}} \right)} \quad (7)$$

Con:

P = Paso, en pulgadas

Nuevamente se deduce que, a mayor pandeo mayor severidad de “Dog Leg” cual, según la expresión (2), incrementará la presencia de tensiones cíclicas.

3.3- Sobre-torque:

Según se deduce de la Figura 1, el torque necesario debido al arrastre se puede determinar con la expresión siguiente:

$$T_D = (F_D) (OD/2) = \mu (F_N) (OD/2) \quad (8)$$

Con:

T_D = Torque debido al arrastre (lbs)

F_D = Fuerza lateral de arrastre (lbs)

OD = Diámetro externo de la tubería (pulg)

μ = Coeficiente de fricción

F_N = Fuerza normal de contacto entre el tubo y la pared del pozo (lbs)

Nótese que la expresión simple arriba expresada requiere generalmente de programas de cálculos para su determinación exacta básicamente debido a dos efectos presentes: a) el tubo no rota exactamente en el punto de tangencia “A” sino que tiende a “trepar” por sobre la pared del pozo, precisamente debido al arrastre (Figura 2) y b) la fuerza normal F_N se ve influenciada por la tensión o compresión según se trate de la operación o trayectoria que tenga el pozo.

El torque total será la sumatoria entre el torque de arrastre y el torque sobre el trépano, con lo cual:

$$T_{TOTAL} = T_D + T_B \quad (9)$$

T_{TOTAL} = Torque a desarrollar por la conexión (ft-lbs)

T_D = Torque de arrastre (ft-lbs) que incluye al Casing y al conjunto de fondo

T_B = Torque en el trépano (ft-lbs)

Para la selección de la conexión se deberá cumplir que $T_{CON} > FD_T (T_{TOTAL})$, siendo FD_T el Factor de Diseño al sobre torque, generalmente 1.25-1.4 en operación y 1.5-1.8 para iniciar la rotación. La capacidad de sobre-torque adicional es requerida para preservar la integridad según las condiciones de diseño y de régimen, además de la posibilidad de requerir capacidad extra para sortear situaciones no previstas, agarre de la tubería, etc.

Esta última expresión es muy importante para seleccionar la conexión, dado que muchas veces en operaciones de alta demanda, el peso métrico y el grado de acero es gobernado por este proceso. La capacidad de sobre-torque de una conexión pensada para perforar o rotar con Casing es uno de los parámetros a evaluar en el proceso de desarrollo.

Para determinar los valores de la expresión (9) las compañías de perforación direccional generalmente cuentan con programas de simulación de “Torque & Drag” de adecuada capacidad de predicción.

4.- Evaluación tri-axial de esfuerzos para la Perforación con Casing:

Dado que los sistemas de carga que afectan a un tubo son por lo general complejos, una de las herramientas principales del diseño de tubulares es la evaluación tri-axial a través de la ecuación de Von Mises, la cual para los diseños convencionales toma la siguiente forma:

$$\sigma_{VME} = [0.5((\sigma_a - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_a)^2)]^{1/2} \quad (10)$$

Con:

σ_{VME} = Tensión equivalente de Von Mises (psi)

σ_a = Tensión axial (psi)

σ_t = Tensión tangencial (psi)

σ_r = Tensión radial (psi)

Si bien se realizan análisis para las fibras externas e internas del tubo, en la gran mayoría de los casos el valor más considerable de σ_{VME} ocurre en el ID del Casing. Una vez conocida esta magnitud se calcula el Factor de Diseño Tri-axial o Factor de Diseño de Von Mises, que se obtiene como:

$$FD_{VME} = \frac{Y_p}{\sigma_{VME}} \quad (11)$$

Con lo cual, si FD_{VME} resulta < 1.0 , el tubo entra en deformación permanente.

En los casos en donde el tubo deba soportar esfuerzos de compactación de suelo o deba rotar, la expresión (10) se transforma en:

$$\sigma_{VME} = [0.5((\sigma_a - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_a)^2 + 6(\tau_t^2 + \tau_r^2 + \tau_a^2))]^{1/2} \quad (12)$$

Con:

τ_a ; τ_t ; τ_r = Esfuerzos de corte (psi)

En operaciones de servicio el Casing generalmente tiene valores de τ_a y $\tau_t \approx 0$ mientras que τ_r se determina como:

$$\tau_r = \frac{2 \cdot T_{TOTAL} \cdot r_O}{\pi (r_O^4 - r_i^4)} \quad (13)$$

Con

τ_r = Tensión de corte radial (psi)

T_{TOTAL} = Torque total aplicado (ft-pulg)

r_O = Radio externo (pulg)

r_i = Radio interno (pulg)

Ahora bien, todo lo expresado anteriormente aplica para el cuerpo del tubo, debido a que las conexiones presentan ya un nivel de tensión previo al servicio en el pozo, producto de los esfuerzos generados en el enrosque, los análisis de las uniones generalmente se encaran por métodos de Elementos Finitos (FEA) cuyos resultados se corroboran luego mediante ensayos a plena escala. Un programa de este tipo es el que se ha llevado a cabo para el desarrollo de conexiones adecuadas para perforar con Casing.

5.- Diseño y evaluación de conexiones para Perforación con Casing:

Debido a la complejidad de esfuerzos que se ven en la Perforación con Casing las uniones estándar mencionadas en la Norma API 5B demuestran no ser adecuadas, en especial cuando condiciones más exigentes a aquellas de un pozo vertical son las predominantes [Ref.: 4]. Como consecuencia de estas limitaciones se encontró necesario desarrollar nuevas conexiones con mejor resistencia a la fatiga. Adicionalmente, se incrementó la capacidad a sobre-torque de las mismas con el propósito de hacerlas más robustas en especial para pozos direccionales u horizontales donde las esfuerzos de torque son superiores.

Las conexiones roscadas pueden clasificarse en conexiones con cupla o integrales. En el primer caso los tubos son roscados en ambos extremos con una rosca macho o “pin” y se unen entre sí por medio de una cupla que es un elemento con sendas roscas hembras o “box”. Las uniones integrales por el contrario están roscadas en un extremo del tubo como pin y en el lado opuesto como box, de forma tal que tubos sucesivos son ensamblados sin la necesidad de un tercer elemento.

Dos tipos de conexiones serán presentadas en este trabajo como conexiones diseñadas para Perforación con Casing en las que se verá cómo la capacidad de sobre-torque y la resistencia a la fatiga han sido optimizadas. Una de ellas es una conexión con una cupla (Figura 3), sin sello metal-metal a la que denominaremos “Semi-Premium” desarrollada para ser utilizada en aquellas aplicaciones donde se estaba utilizando la conexión API Buttress, pero con mejor performance. La otra conexión optimizada es una conexión integral roscada sobre extremos recalcados con sello metal-metal (Figura 4) destinada a ser utilizada en pozos más complejos (direccionales, horizontales), siendo una conexión de alta performance o “Premium”.

Por otro lado, también es necesario verificar si las conexiones así definidas cumplen con los objetivos impuestos al diseño. Para esto, tanto evaluaciones numéricas como experimentales han sido llevadas a cabo en diversos diámetros y bajo diversas hipótesis de servicio, tanto desde el punto de vista de fatiga como desde el punto de vista estructural.

En esta sección se presentarán las hipótesis de diseño de ambas conexiones así como también los resultados de los ensayos realizados en algunos diámetros.

5.1.- Diseño de conexiones para Perforación con Casing:

5.1.1.- Sobre-torque:

Las conexiones utilizadas en la actualidad para muchas de las aplicaciones de Perforación con Casing cuentan con un anillo postizo no integrado a la conexión que permite transmitir mayor torque que la unión convencional API 5B, a modo de evitar un sobre-torque de la conexión que produciría una deformación de la misma (“jump in”) o tensiones excesivas que aceleren el proceso de fatiga. Sin embargo, aún con este anillo el apretado tiene las mismas desventajas de una unión API en el lado apretado en planta dado que el anillo es colocado durante la corrida de la conexión en el campo.

Por el contrario, en las conexiones diseñadas especialmente para Perforación con Casing uno o dos topes mecánicos llamados hombros de torque han sido incluido en la conexión a fin de asegurar un perfecto posicionamiento de ambos extremos de la conexión, aún después de

varios re-apretados. De esta manera el nivel de tensiones que se generan en la conexión es siempre controlable sin generar tensiones capaces de sobre-exigir la conexión y que la pudieran hacer más susceptible a fallas por fatiga o daño.

En el caso de la conexión “Semi-Premium” hay sólo un hombro de torque mientras que en la conexión “Premium de Alta Performance” hay dos hombros de torque. (Figuras 3 y 4)

5.1.2.- Fatiga:

Como se mencionara anteriormente la vida a fatiga depende del nivel de tensiones alternativas positivas (tracción) que se aplica sobre la conexión, demostrándose que cuanto más alto es el nivel de tensiones menor es la vida a fatiga. En el caso de las conexiones para Perforación, las tensiones son generadas tanto por las cargas cíclicas producidas por la curvatura del pozo o el pandeo, como por la tensión axial aplicada.

Debido a las razones anteriormente mencionadas a fin de prolongar la vida a fatiga es necesario reducir el nivel de tensiones en la conexión, tanto medias como oscilantes. En el caso de la conexión Semi-Premium esto se logra con un rango de tolerancias de fabricación más restringidas que el de las uniones API. A su vez, a fin de que la conexión sea lo más robusta posible con respecto al cuerpo del tubo se incrementó la resistencia a la compresión con la acción combinada del hombro de torque y los filetes de rosca.

En la conexión “Premium de Alta Performance” la mayor resistencia a fatiga se obtiene debido a que ambos hombros de torque entran en contacto simultáneamente durante el apretado. Debido a esta precarga producida en ambos hombros, se produce una descarga de tensiones en la zona de la rosca que minimiza la susceptibilidad a fatiga sobre la misma. (Figura 5).

5.2.- Evaluación de conexiones:

5.2.1.- Evaluación numérica:

Como cualquier otro dispositivo mecánico la susceptibilidad de una conexión roscada a la fatiga puede estimarse a partir de los concentradores de tensión de la misma. Estos concentradores son producidos por las discontinuidades de la rosca. El concentrador se define como la variación en la tensión principal en la conexión sobre la variación en la tensión aplicada al tubo tal como puede verse más abajo:

$$SCF = \frac{\Delta s_1}{\Delta s_m} \quad (10)$$

Donde:

Δs_1 : Variación en la tensión principal en la conexión.

Δs_m : Variación en la tensión aplicada en el cuerpo del tubo.

Este concentrador puede evaluarse numéricamente mediante programas de Elementos Finitos (FEA por su sigla en inglés) que permiten hacer un análisis cualitativo del mismo. Esto permite comparar el comportamiento de dos tipos de conexiones diferentes bajo los mismos estados de carga o bien evaluar el comportamiento de la misma conexión ante diferentes solicitaciones. La simulación numérica es una herramienta muy útil que le permite tomar decisiones al diseñador al momento de hacer modificaciones de diseño que puedan afectar la resistencia a la fatiga.

De la definición anterior del concentrador de tensiones (10), puede inferirse que cuanto menor sea este valor mucho mejor es el comportamiento de la conexión ya que, por ejemplo, en el caso de ser uno o inferior a uno, la conexión tendría un comportamiento similar al del cuerpo del tubo desde el punto de vista de fatiga. De todas maneras normalmente se considera que una roscada puede tener un concentrador mayor a dos -2- llegando incluso a valores de cuatro o cinco [Ref. 5].

5.2.2.- Evaluación a Plena Escala:

Por Evaluación a Plena Escala se entiende que el ensayo se realizará sobre conexiones roscadas en tubos de la medida a evaluar. En la evaluación de conexiones para uso como Tubing o Casing se utiliza la norma ISO 13679 [Ref. 6] que permite determinar el comportamiento de la conexión bajo los más diversos estados de sollicitación como ser Presión Interna/Externa, Tracción/Compresión, Torque y Curvatura, así como solicitaciones a alta temperatura. A su vez, las conexiones son fabricadas con tolerancias muy restringidas a fin de poner a las mismas en las peores condiciones para garantizar sellabilidad con gas o para realizar múltiples re-apretados.

Sin embargo, la norma ISO 13679 no contempla ningún tipo de evaluación a fatiga para conexiones roscadas, tampoco existe en la industria una norma que contemple el ensayo de conexiones para uniones roscadas solicitadas con cargas cíclicas. Debido a esto es que se utiliza para evaluar este tipo de sollicitación la norma BS 7608 [Ref. 7] que fue desarrollada para soldadura, y en particular a las conexiones se las compara contra la curva de Tensiones Alternativas vs. Número de ciclos a rotura (curva S-N por sus iniciales en inglés) denominada Clase B. La curva Clase B se refiere al comportamiento a fatiga de material sin soldadura como laminado sin imperfecciones o con imperfecciones amoladas. Con los resultados de los ensayos a plena escala de las uniones es posible estimar estadísticamente un concentrador de tensiones que compara la curva media de los resultados respecto de la curva Clase B.

5.2.3.- Resultados de evaluaciones en las Conexiones para Perforación con Casing:

Las conexiones para Perforación con Casing han sido analizadas numéricamente y testeadas a Plena escala. En particular la conexión Premium de Alta Performance Tenaris PJD 7" 32ppf L80 Special Clearance fue analizada numéricamente, testeada a fatiga y uno de los especímenes que resistió más de doce (12) millones de ciclos fue posteriormente sometido a ensayos de Tracción/Compresión, Presión Interna/Externa de acuerdo a ISO 13679 Serie A completando el test sin dificultades. La conexión Semi-premium fue evaluada tanto numéricamente como a fatiga en 7" 32ppf L80.

Los ensayos a fatiga de las conexiones en 7" fueron realizados en Stress Engineering Services (Houston, Texas) usando una máquina de fatiga resonante capaz producir ciclos de carga a una

frecuencia superior a 25Hz capaz de aplicar una tensión de tracción por medio de presión interna. El criterio para la finalización del ensayo fue establecido como la rotura de la conexión, la pérdida de fluido a través de la misma - por esta razón fue que las conexiones fueron cubiertas con una manta de elastómero- o alcanzar doce -12- millones de ciclos sin problemas.

Se testearon diversos estados de tensiones alternativas simulando distintas condiciones de curvatura de pozo, y ambas conexiones (Premium y Semi-Premium) fueron testeadas a los mismos niveles de tensiones, sólo la carga de tracción de la conexión fue mayor en el caso de la conexión Premium TenarisPJD para llevar a la misma a una condición más desfavorable. Tanto los niveles de carga como los resultados en número de ciclos se muestran la Tabla 2.

Premium de Alta Performance (Tenaris PJD)					
Nro de Probeta	Tensión alternativa Psi	Tensión alternativa MPa	Duración del ensayo Ciclos	Carga axial (lbs)	Curvatura estimada °/100ft
7I-2 ¹	29255	201.7	868538	236500	19.2
7I-5	29318	202.1	3204655		19.2
7I-3 (Mayor tensión alt.) ²	14923	102.9	50755941		9.8
7I-3 (Menor tensión alt.) ²	39397	271.6	1044000		25.8
7I-1	22292	153.7	12105499		14.6

¹ Falla en marca de mordazas

 Run out

² Extrapolación por Miner

Semi-premium T&C					
Nro de Probeta	Tensión alternativa Psi	Tensión alternativa MPa	Duración del ensayo Ciclos	Carga axial (lbs)	Curvatura estimada °/100ft
7-1	28527	196.7	825882	220000	18.7
7-2	14780	101.9	12063914		9.7
7-4	21641	149.2	5228010		14.2

Tabla 2

Las conexiones luego de terminado el ensayo fueron abiertas para inspección por el Método de Partículas Magnéticas, sin encontrarse ningún tipo de daño en la zona de la rosca (Premium y Semi-Premium) o sello (Premium). En la conexión Tenaris PJD las fallas se produjeron en el cuerpo del tubo o en las marcas de las mordazas en un caso, de todas maneras para llevar a la conexión en la condición más desfavorable las marcas de mordazas se removieron en las restantes conexiones. En la Semi-premium hubo pérdida a través de la unión -ya que la misma no tiene sello metal-metal- luego del mencionado número de ciclos.

Estos resultados permitieron estimar estadísticamente el valor del concentrador para la TenarisPJD de 0.9 (o 1.2 considerando la falla debida a las marcas de mordazas) y de 1.32 para la conexión Semi-Premium.

Respecto de la evaluación numérica, la misma se realizó en ambos tipos de conexiones obteniendo un mapa de tensiones que mostraban zonas con un nivel de sollicitación superior (Figura 6). Estas zonas fueron analizadas con especial atención a fin de obtener las condiciones más críticas.

Los resultados mostraban una mayor susceptibilidad a la fatiga en la conexión Semi-premium que en la conexión Premium dado que para la unión Semi-premium el concentrador era para la peor condición superior a 2 (Figura 7), mientras que en la unión integral Premium este valor no excedió el límite de dos-2- (Figura 8). Sin embargo, en ambos casos el valor del concentrador estimado numéricamente es sensiblemente mayor que el obtenido experimentalmente. Similares resultados se encontraron con anterioridad en una conexión Tenaris PJD Tubing 4 ½” 15.2ppf P110 testeada a fatiga y analizada numéricamente. [Ref.8]

6.- Conclusiones:

La perforación con Casing requiere del planteo de Hipótesis de carga más severas que incluyen tensiones alternativas sobre las conexiones, este método de perforación además ha introducido una serie de requerimientos a las conexiones que no son normalmente satisfechas por conexiones estándar. Debido a esta razón Tenaris ha desarrollado dos modelos de conexiones que satisfacen estos requisitos.

Por un lado se ha desarrollado una conexión de muy alta performance roscada sobre un extremo recalcado capaz de soportar un número elevados de ciclos de carga y mantener la capacidad estructural; mientras que por otra parte y para aplicaciones menos demandantes se ha desarrollado una conexión con cupla con una buena performance a fatiga y con buena resistencia estructural.

7.- Bibliografía y Referencias:

1. Paper OTC 17221 “Premium & Semi-premium Connections Design Optimization for Varied Drilling-with-Casing Applications” – N. Santi, G. Carcagno, Rita Toscano, Mayo 2005.
2. Paper “Esfuerzos a los que está sometida una tubería en Pozos de Petróleo y Gas” – Presentado en la 1ra Conferencia del IAS sobre Usos del Acero (4to Encuentro de la Sección Argentina de la ISS) - Noviembre de 2002 - Fabián Benedetto, Daniel Ghidina - Siderca Tenaris.
3. Standart DS-1, Volume 2 - “Drill Stem and Design Operations” – 3rd Edition.
4. Paper OTC 16569 “Casing Drilling Drill Collars Eliminate Downhole Failures” – R.C. Griffin, S. Kamruzzaman, R.D. Strickler, Mayo 2004.
5. Paper WOCD-0306-03 “Development and Testing of an Economical Casing Connection for Use in Drilling Operations” - Evans, E., Griffin, R., Tang, W., Warren, T. M., Houston, Mar. 2003.
6. International Standard ISO 13679, Petroleum and natural gas industries – Procedures for testing casing and tubing connections, 2002.
7. British Standard 7608, Code of Practice for Fatigue design and assessment of steel structures, 1993.
8. Paper OTC 16566 “Low SCF Integral Premium Connections for Use in Highly Demanding Casing and Tubing Drilling Operations” - Carcagno, G., Bufalini, A., Conde, L., Toscano R., Mayo 2004.

8.- Gráficos y Figuras:

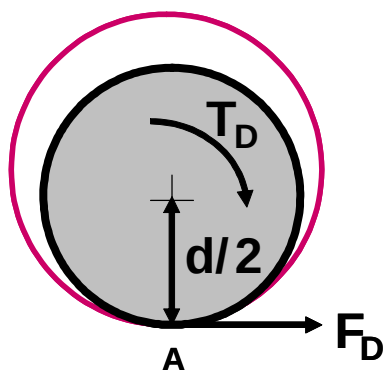


Figura 1

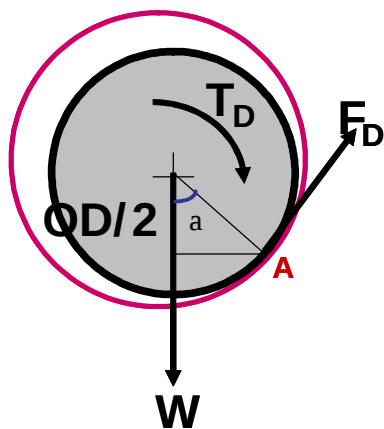


Figura 2

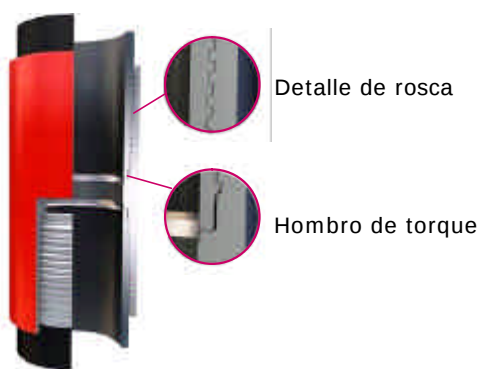


Figura 3

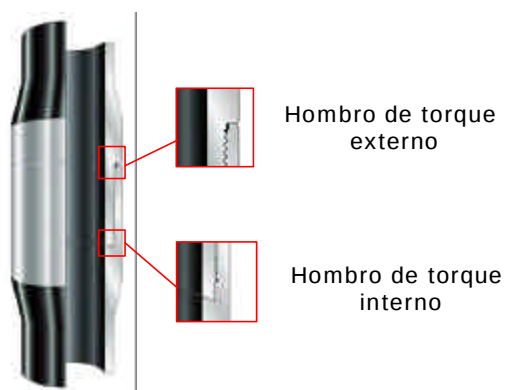


Figura 4

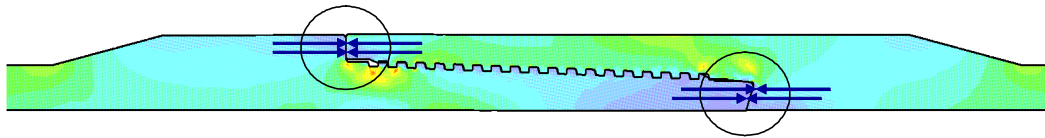


Figura 5

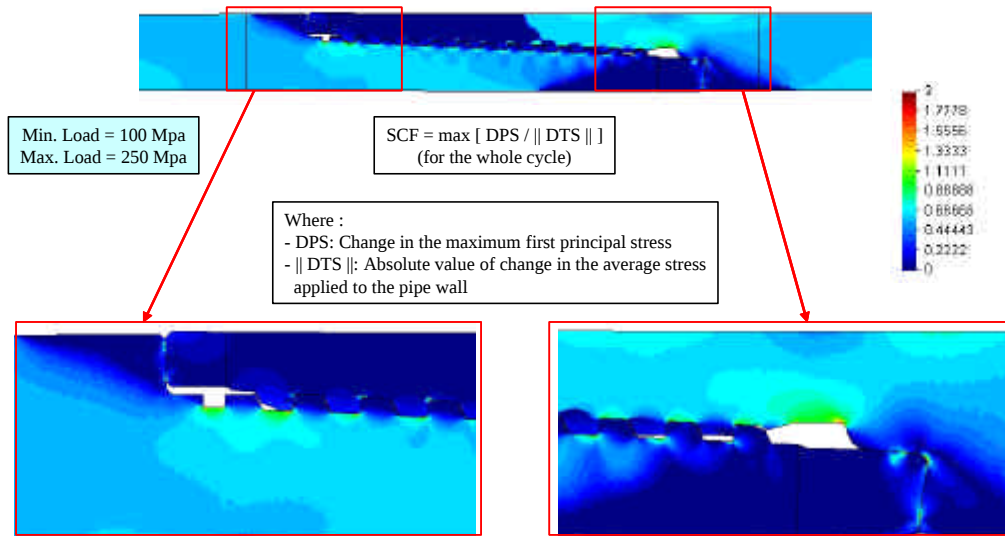
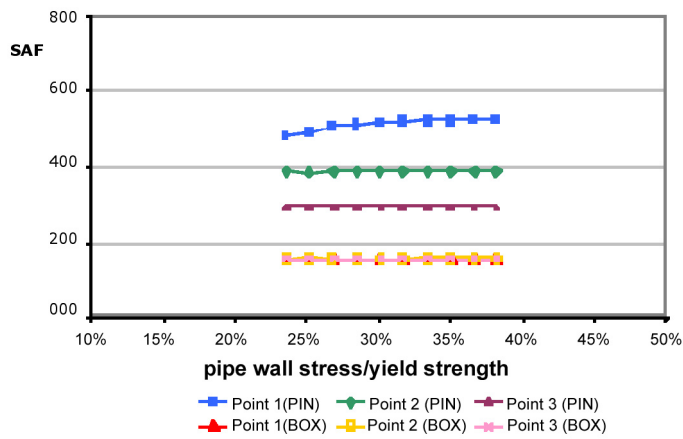


Figura 6



Min. Load = 130 Mpa
Max. Load = 220 Mpa

Figura 7

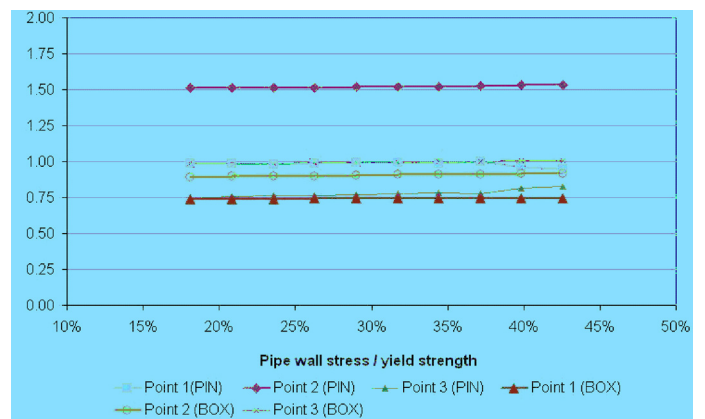


Figura 8