

UNIVERSIDAD NACIONAL DE GENERAL SAN MARTÍN
COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA ATÓMICA
INSTITUTO DE TECNOLOGÍA
"Prof. Jorge A. Sabato"

**Propiedades de fractura y fatiga de roscas empleadas en
motores de fondo ^(*)**

por Ing. Ivan Korin

Director

Prof. Ing. Juan E. Perez Ipiña

(*) Tesis para optar al título de *Doctor en Ciencia y Tecnología, mención Materiales*

República Argentina

2010

COMISION NACIONAL DE ENERGIA ATOMICA
CENTRO DE INFORMACION CAC

Prefacio

Esta Tesis se presenta como parte de los requisitos para optar al grado Académico de Doctor en Ciencia y Tecnología, Mención Materiales, del Instituto Sabato perteneciente a la Universidad Nacional de San Martín y la Comisión Nacional de Energía Atómica, y no ha sido presentada previamente para la obtención de otro título en esta Universidad u otra. La misma contiene los resultados obtenidos en investigaciones llevadas a cabo en el ámbito del Grupo de Mecánica de Fractura de la Universidad Nacional del Comahue durante el período comprendido entre el 1 de Abril de 2006 y el 1 de Agosto de 2010, en la que actuaron como Director el Prof. Ing, Juan E. Perez Ipiña (UNComa /CONICET) y como Tutor el Dr. José Ovejero Garcia (Instituto Sabato, USAM/CNEA). El presente trabajo de tesis fue sustentado económicamente por el Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET), la empresa San Antonio Internacional y el Grupo Mecánica de Fractura.

Resumen

Las uniones roscadas constituyen el método de acople fundamental y más ampliamente utilizado en la industria de perforación de pozos de petróleo y gas. Básicamente todos los elementos que conforman la sarta de perforación (*drill string*) se unen a la misma mediante algún tipo de unión roscada, las cuales constituyen uno de los elementos más críticos debido principalmente a que representan zonas de gran rigidez y a que los valles de las roscas actúan como concentradores de tensiones. Este hecho produce que gran parte de las fallas ocurridas durante la perforación se produzcan por fatiga a causa de los esfuerzos cíclicos inherentes a la operación de perforación.

En el presente trabajo se propone una metodología innovadora que tiene por objetivo incrementar la resistencia a la fatiga de uniones roscadas. La misma se basa en la generación de tensiones residuales de compresión en las zonas más críticas del acople mediante un adecuado control del torque de apriete de la unión.

Con la intención de poner a prueba las hipótesis del método propuesto se desarrollaron dos enfoques experimentales originales a escala de laboratorio. Entre otras cosas, estos permiten identificar por separado los periodos de iniciación y crecimiento de fisuras. Además es posible inferir el tamaño de fisura generado, a partir del cambio de rigidez que sufre la unión roscada a medida que la fisura crece. Dicha información, permite calcular el factor de intensidad de tensiones adimensional de la unión.

Los resultados experimentales obtenidos han demostrado que el método propuesto puede ser aplicado con éxito en componentes roscados de menor tamaño, -en el rango de la tornillería típica utilizada en industrias como la nuclear y aeronáutica- habiéndose alcanzado incrementos en la vida a la fatiga de los componentes ensayados de hasta 5 veces. Además, los resultados alcanzados permiten suponer que podría aplicarse el método propuesto para incrementar la resistencia a la fatiga de uniones roscadas de hombros de gran porte, justificándose el alto costo que implicaría realizar ensayos a escala real en futuras investigaciones.

Finalmente, cabe decir que los métodos experimentales desarrollados podrían ser extrapolados a una escala mayor, pudiéndose emplear entonces tanto con propósitos de investigación como en aplicaciones de campo, para evaluar la integridad estructural de uniones en tiempo real y en aplicaciones de pronóstico de daño.

Abstract

Rotary shoulder connections are the typical thread connections employed in the oil drilling industry. Basically, all the elements which constitutes the drillstring are assembled between them by some kind of threaded connection. In this industry, threaded connections are considered among the most critical components of the drillstring because they present more stiffness, and also because their threads roots work as stress concentrators. As a consequence, a great number of failures in drilling operations take place in the threaded couplings and are caused by the fatigue load related to the drilling work.

An innovative technique is proposed in this thesis, with the aim of increasing the fatigue strength of rotary shouldered connections. The method is based on the generation of compressive residual stresses in the most critical zones of the coupling by means of a suitable control of the make-up torque.

In an attempt to check the hypothesis of the proposed method, two original experimental approaches at laboratory-scale were developed. Among other things, they allow a clear identification of both fatigue periods, crack initiation and crack growth. The generated crack size can also be inferred by analyzing the stiffness variation experimented by the threaded connection as the crack grows. This information allows to calculate the dimensionless stress intensity factor of the coupling. Experimental results showed increments of more than 5 times in fatigue life when the proposed method was applied to smaller threaded components -like such fasteners typically employed in aerospace and nuclear industries -. In addition, results suggest that the proposed method could be applied to increase the fatigue resistance of rotary shoulder connections of large size, justifying the high cost that would involve full-scale testing in future researches as well as field applications aimed to perform real-time structural assessments of threaded joints and damage prognosis applications.

Dedicado a Moira,

Uno está enamorado cuando se da cuenta de que otra persona es única.

(Jorge L. Borges)

Agradecimientos

Este trabajo de tesis pudo llevarse cabo gracias al apoyo de las siguientes instituciones y personas:

- Al Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) y a la empresa San Antonio Internacional por haber financiado en conjunto el doctorado.

- Al Instituto de Tecnología Prof. Jorge A. Sabato perteneciente a la Universidad Nacional de San Martín (USAM) y la Comisión Nacional de Energía Atómica (CNEA), donde se realizó el doctorado.

- A la Universidad Nacional del Comahue (UNComa) y en particular a su Laboratorio de Propiedades Mecánicas (LPM) que fue el lugar de trabajo designado para realizar los desarrollos teóricos y actividades experimentales.

- Al director de la tesis, Prof. Ing. Juan E. Perez Ipiña; y al tutor, Dr. José Ovejero Garcia.

- Al representante técnico por parte de la empresa que cofinanció el doctorado, Dr. Ing. Walter Morris.

- A los integrantes del Grupo Mecánica de Fractura del Laboratorio de Propiedades Mecánicas (GMF/LPM) de la UNComa.

- Al los integrantes del sector Direccional de la empresa San Antonio Internacional.

- Al cuerpo docente de los cursos de posgrado del Instituto de Tecnología Prof. Jorge A. Sabato.

INDICE

Capítulo 1- Introducción general

■ 1.1 Justificación del proyecto.	1
■ 1.2 Objetivos particulares.	2
■ 1.3 Organización del trabajo.	3
■ 1.4 Bibliografía.	4

Capítulo 2 - Uniones roscadas empleadas en equipamiento de perforación para pozos de petróleo y gas

■ 2.1 Introducción.	5
■ 2.2 Perforación de pozos en la industria del petróleo y gas.	7
➤ 2.2.1 Generalidades.	7
➤ 2.2.2 Lodo de perforación.	7
➤ 2.2.3 Elementos de la sarta.	7
➤ 2.2.4 Materiales utilizados en la sarta de perforación.	11
➤ 2.2.5 Estadísticas de fallas y análisis de costos.	12
■ 2.3 Solicitaciones en la sarta de perforación.	13
➤ 2.3.1 Generalidades.	13
➤ 2.3.2 Vibraciones y efectos inerciales.	16
➤ 2.3.3 Pandeo (Buckling).	17
➤ 2.3.4 Severidad del pozo.	17
■ 2.4 Uniones roscadas.	18
➤ 2.4.1 Geometría y Desarrollo histórico.	18
➤ 2.4.2 Hermeticidad de las uniones.	21
➤ 2.4.3 Estimación de las solicitaciones en las uniones roscadas.	24
➤ 2.4.4 Distribución de tensiones en la unión roscada.	25
■ 2.5 Incremento en el desempeño de las uniones roscadas.	29
➤ 2.5.1 Generalidades.	29
➤ 2.5.2 Geometría de los dientes.	30
➤ 2.5.3 Rolado en frío de los filetes.	30
➤ 2.5.4 Ranurados.	31
➤ 2.5.5 Excentricidad del agujero interior.	32
➤ 2.5.6 Relación de resistencia a la flexión.	32

- 2.5.7 *Ángulo del cono de la unión roscada*..... 33
- 2.6 Normalización y métodos de ensayo de uniones roscadas. 34
 - 2.6.1 *Generalidades*. 34
 - 2.6.2 *Estandarización referida a uniones roscadas*. 36
 - 2.6.3 *Métodos de ensayo de uniones roscadas* 36
- 2.7 Comentarios finales del capítulo..... 39
- 2.8 Bibliografía. 40

Capítulo 3 - Incremento de la resistencia a la fatiga de uniones roscadas. Método de generación de tensiones residuales de compresión en zonas críticas

- 3.1 Introducción. 44
- 3.2 El efecto de las tensiones residuales en el comportamiento a la fatiga. 45
 - 3.2.1 *¿Qué son las tensiones residuales?*. 45
 - 3.2.2 *Generación de tensiones residuales*..... 47
 - 3. 2.2.1 Rolado en frío..... 48
 - 3. 2.2.2 Deformación plástica inhomogénea en concentradores de tensiones. 49
 - 3.2.3 *Relajación de tensiones residuales por fatiga*. 51
- 3.3 Método propuesto para generar tensiones residuales de compresión en uniones roscadas de hombros. 52
- 3.4 Antecedentes..... 54
 - 3.4.1 *Preajuste (presetting) en dientes de engranajes*..... 54
 - 3.4.2 *Prefisuración de probetas utilizadas en ensayos de mecánica de fractura*. 55
- 3.5 Comentarios finales del capítulo..... 57
- 3.6 Bibliografía. 58

Capítulo 4 - Introducción de tensiones residuales en probetas extraídas de componentes roscados y estimación de su efecto sobre el comportamiento a la fatiga

- 4.1 Introducción. 64
- 4.2 Descripción del diseño experimental..... 65
- 4.3 Estimación de las cargas actuantes. 67
 - 4.3.1 *Carga teórica de referencia*..... 67
 - 4.3.2 *Estimación del efecto de los concentradores de tensión*. 70
- 4.4 Desarrollo experimental. 75
 - 4.4.1 *Probetas*..... 75
 - 4.4.2 *Material*. 76

- 4.4.3 *Factor de concentración de tensiones.* 78
- 4.4.4 *Maquina de ensayos.*..... 78
 - 4. 4.4.1 *Introducción del campo de tensiones residuales.*..... 78
 - 4. 4.4.2 *Ensayos de fatiga.* 79
- 4.5 *Resultados experimentales.* 80
 - 4.5.1 *Serie A.* 81
 - 4.5.2 *Serie B.* 83
 - 4.5.3 *Serie C.* 84
 - 4.5.4 *Serie D.* 86
 - 4.5.5 *Serie E.* 88
- 4.6 *Comentarios finales del capítulo.*..... 89
- 4.7 *Bibliografía.* 94

Capítulo 5 - Introducción de tensiones residuales en varillas roscadas mediante método de sobretorque y estimación de su efecto sobre el comportamiento a la fatiga

- 5.1 *Introducción.* 95
- 5.2 *Descripción del diseño experimental.*..... 96
- 5.3 *Análisis teórico del sistema varilla-cilindro-tuercas.* 99
 - 5.3.1 *Obtención de las cargas P_{OL} y P_{mf} mediante el ajuste de las tuercas .* 100
 - 5.3.2 *Cálculo de la carga que debe ejercer la máquina de ensayos de fatiga.* 102
 - 5.3.3 *Estimación experimental de las rigideces del sistema.*..... 104
- 5.4 *Desarrollo experimental.* 105
 - 5.4.1 *Construcción de las probetas.*..... 105
 - 5.4.2 *Cilindro y tuercas de ajuste.* 106
 - 5.4.3 *Máquina de ensayos e instrumentación.*..... 107
- 5.5 *Resultados experimentales.* 111
 - 5.5.1 *Interpretación de los datos adquiridos.*..... 111
 - 5.5.2 *Serie I.*..... 114
 - 5.5.3 *Serie II.* 115
 - 5.5.4 *Serie III.*..... 118
 - 5.5.5 *Serie IV.*..... 120
- 5.6 *Comentarios finales del capítulo.* 129
- 5.7 *Bibliografía.*..... 136
- 5.8 *Anexos.* 137
 - 5.8.1 *Anexo 1 - Cálculo de la deformación inicial de la varilla.*..... 137

Capítulo 6 - Evaluación de parámetros de crecimiento de fisura y estimación del tamaño de fisura

- 6.1 Introducción. 139
- 6.2 Morfología de fisuras generadas por fatiga en componentes roscados. 141
- 6.3 Métodos de cálculo para el factor de multiplicación $Y(a/d)$ 144
 - 6.3.1 Modelo de barra cilíndrica de superficie lisa. 146
 - 6.3.2 Modelo de barra cilíndrica con entalla circunferencial. 147
 - 6.3.3 Modelo de componente roscado: carga remota y carga mediante tuerca. 149
 - 6.3.4 Comparación de los modelos comentados. 151
- 6.4 Método experimental propuesto para calcular el tamaño de fisura y el factor de forma $Y(a/d)$ 154
 - 6.4.1 *Análisis de la variación de rigidez en el sistema varilla-cilindro-tuercas.* 154
 - 6.4.2 *Relación entre la rigidez de la varilla y el tamaño de fisura.* 160
 - 6.4.3 *Aproximación del factor geométrico $Y(a/d)$.* 164
 - 6.4.4 *Rango de validez de las hipótesis empleadas.* 170
- 6.5 Comentarios finales del capítulo. 173
- 6.6 Bibliografía. 176
- 6.7 Anexos. 180
 - 6.7.1 *Anexo 1 - Funciones propuestas para aproximar el factor de multiplicación $Y(a/d)$.* 180

Capítulo 7 - Resumen y conclusiones de la tesis

- 7.1 Resumen de resultados. 181
- 7.2 Conclusiones de la tesis. 183
 - 7.2.1 *Conclusiones principales.* 183
 - 7.2.2 *Conclusiones particulares.* 184
- 7.4 Trabajos surgidos en el ámbito de la tesis. 185
 - 7.4.1 *Publicaciones en revistas con referato.* 185
 - 7.4.2 *Publicaciones de divulgación.* 185
 - 7.4.3 *Publicaciones en congresos con referato.* 186
 - 7.4.4 *Otras publicaciones.* 186

1 Introducción general

1.1 Justificación del proyecto

Los motores de fondo son herramientas utilizadas para la perforación de pozos productores de hidrocarburos e inyectores. La tecnología de los motores de fondo presenta numerosas ventajas respecto a los sistemas convencionales de perforación de pozos, siendo que además de su gran versatilidad, han permitido el desarrollo de la perforación direccional e incrementado la producción de hidrocarburos en pozos horizontales. Dichas herramientas están sometidas a condiciones extremas de servicio consistentes en cargas axiales, momentos torsores y flectores variables, así como vibraciones y cargas cíclicas transmitidas por el trépano durante la perforación. Este extremo marco de solicitaciones lleva a que los motores de fondo sean herramientas propensas a sufrir daños por fatiga, en particular en la zona de roscas, ya que éstas por su geometría compleja actúan como concentradores de tensiones convirtiéndose en un probable sitio de iniciación de fisuras.

El *American Institute of Petroleum* (API) ha reconocido este hecho y basándose en los trabajos de Lubinski [1] y Hansford - Lubinski [2], ha diseñado y publicado gráficos para calcular la desviación máxima permisible del pozo para evitar fallas por fatiga [3]. Sin embargo, estos clásicos modelos solo son aplicables a la tubería de perforación y no al a los componentes del ensamblaje inferior, tales como los motores de fondo. Si bien en la bibliografía pueden hallarse numerosas publicaciones sobre modelos numéricos que simulan las tensiones actuantes en las uniones roscadas de diversas partes de la sarta de perforación [4,5], es muy escasa la información referida específicamente a las uniones roscadas de los motores de fondo, donde el problema es aún mas complejo.

Las empresas *San Antonio Internacional* en conjunto con *INVAP Ing. S.A.* (ambas radicadas en la ciudad de Neuquén, Argentina), han desarrollado con tecnología propia motores de fondo que son utilizados en gran parte de sus operaciones de perforación direccional realizadas en Argentina. El desarrollo de estos motores de fondo ha involucrado un trabajo interdisciplinario con estudios específicos de sus componentes críticos en condiciones de servicio [6]. Si bien la mayoría de los componentes de los motores de fondo cumplieron con los requerimientos de durabilidad exigidos en la industria, se registraron casos de fallas en los acoplamientos roscados del eje a una duración menor a la deseada. Las fallas observadas fueron de tipo frágil, iniciándose en los filetes de la rosca, y evidenciando propagación de fisuras por fatiga. Como consecuencia de ello, se generaron importantes pérdidas económicas, asociadas al daño de la herramienta y los costos de prolongadas maniobras de pesca, cementación de tapones desviadores y re-perforación de pozos.

Es en este contexto en el que la empresa *San Antonio Internacional* decide financiar en conjunto con CONICET una beca de doctorado cuyo principal tema de estudio fuese el análisis del comportamiento a la fatiga y fractura de las uniones roscadas de los motores de fondo.

De este modo, se decide realizar el doctorado en *Ciencia y tecnología, Mención Materiales* dictado por el *Instituto de Tecnología Prof. Jorge A. Sabato* (USAM / CNEA) debido a su alto reconocimiento académico y dada su fuerte orientación en ciencia de materiales. Por otro lado, se elige como lugar de trabajo el *Laboratorio de Propiedades Mecánicas* perteneciente a la *Universidad Nacional del Comahue*, sitio donde funciona el *Grupo Mecánica de Fractura* bajo la dirección del Prof. Ing. Juan E. Perez Ipiña (CONICET / UNComa), quien actúa también como director de la tesis, contando con una amplia y reconocida trayectoria en temas de mecánica de fractura. Finalmente, participa como tutor de la tesis el Dr. José Ovejero García, investigador del Centro Atómico Constituyente y Profesor del Instituto Sabato.

1.2 Objetivos particulares

Aunque el tema inicial propuesto fue el estudio de las propiedades de fractura y fatiga de roscas empleadas en motores de fondo, se decidió luego extender el análisis a las uniones roscadas utilizadas en general en cualesquiera de los elementos pertenecientes a la sarta de perforación. Esta decisión se tomó en base a que durante la revisión bibliográfica preliminar se notó que todos los elementos que componen la sarta de perforación se vinculan mediante acoples roscados similares en su concepción, denominados uniones roscadas de hombros (*rotary shoulder connections*), variando únicamente la severidad del marco de cargas al que se encuentran sometidos, pero no representando esto último un impedimento para realizar un análisis extensivo.

De este modo, entre los objetivos particulares de la tesis de doctorado se encuentran primeramente el estudio de los mecanismos de falla en uniones roscadas de componentes pertenecientes a la sarta de perforación: luego la obtención de métodos por los cuales pudiera incrementarse la resistencia a la fatiga de los acoples, y finalmente el desarrollo de técnicas mediante las cuales pueda estimarse el daño por fatiga acontecido en tiempo real, con la intención de prevenir fallas catastróficas durante las tareas de perforación.

1.3 Organización del trabajo

La presente tesis consta de 7 capítulos. Además del presente capítulo introductorio, en el capítulo 2 se realiza una introducción a los conceptos básicos involucrados en las actividades de perforación de pozos en la industria de hidrocarburos. Además se desarrolla una revisión de los tipos de fallas observadas y las metodologías habitualmente utilizadas para mitigar dichas fallas. Finalmente se comentan las consideraciones principales tenidas en cuenta por algunas de las estandarizaciones más importantes relacionadas con el tema.

En el capítulo 3 se propone una metodología original e innovadora que tiene como finalidad incrementar la resistencia a la fatiga de las uniones roscadas de hombros, siendo abordadas las bases sobre las que se fundamenta dicha propuesta y las implicancias que podrían devenir de su empleo.

En los capítulos 4 y 5 se presentan los desarrollos y resultados de dos diseños experimentales propios a escala de laboratorio, que tienen por objeto poner a prueba las hipótesis teóricas de la metodología propuesta en el capítulo 2 para incrementar el desempeño a la fatiga de las uniones roscadas de hombros.

El capítulo 6 contempla un análisis más profundo acerca de los resultados que son posibles obtener con el diseño experimental planteado en el capítulo 5, mostrando la alta potencialidad que permite obtener dicho enfoque experimental.

En el capítulo 7 se muestra un resumen de los principales resultados de cada capítulo, seguido de las conclusiones finales obtenidas y los puntos a ser profundizados en futuros trabajos.

1.4 Bibliografía

- [1] A. Lubinski (1961) Maximum permissible doglegs in rotary boreholes. *Journal of Petroleum Technology*, **V13**(2)pp175-194.
- [2] J. Hansford, A. Lubinski (1966) Cumulative fatigue damage of drill pipe in dog-legs. *Journal of Petroleum Technology*, **V18**(3)pp359-363.
- [3] API-RP-7G (1998) Recommended practice for drillstem design and operating limits, Ed.16th. *American Petroleum Institute*, 1220 L Street, NW Washington, DC 20005-4070.
- [4] M. Knight, F. Brennan (1998) Fatigue life improvement of drill collars through control of bore eccentricity. *Engineering Failure Analysis*. **V6**pp301-319.
- [5] G. Yuan (2003) Stress distribution of oil tubing thread connection during make and break process. *Engineering Failure Analysis*, **V11**pp537-545.
- [6] M. Morales, F. Gallardo, H. Piñol, W. Morris, y G. Bianchi (2003) Selección de aceros para rodamientos de motores de fondo a partir de ensayos de fretting y análisis metalográfico. *Jornadas SAM/CONAMET 2003*, San Carlos de Bariloche, Río Negro, Argentina.

2 Uniones roscadas empleadas en equipamiento de perforación para pozos de petróleo y gas

2.1 Introducción

Las uniones roscadas constituyen el método de acople fundamental y más ampliamente utilizado en la industria de perforación de pozos de petróleo y gas. Básicamente todos los elementos que conforman la sarta de perforación (*drill string*) se unen a la misma mediante algún tipo de unión roscada. Las funciones para las cuales las uniones roscadas son diseñadas son: en primer lugar conectar entre sí los componentes de la sarta de perforación manteniendo la integridad durante los esfuerzos que supone la tarea de perforación; proveer la estanqueidad de la unión conteniendo la presión interna o externa; y transmitir el momento torsor al trepano.

Tanto en la tubería de perforación (*drill pipes*) como en los elementos del ensamblaje inferior o BHA (*bottom hole assembly*), las uniones roscadas constituyen uno de los elementos más críticos de la sarta debido principalmente a que son algunas de las zonas de mayor rigidez, y a que las raíces de los dientes de las roscas actúan como concentradores de tensiones. Este hecho produce que gran parte de las fallas ocurridas durante la perforación se produzcan en las uniones roscadas. El tipo de falla más comúnmente observado en las uniones roscadas es la pérdida de integridad o rotura debido a fisuras que crecen por fatiga a causa de los esfuerzos cíclicos inherentes a la operación de perforación. Estas fallas por fatiga tienen la característica de ser difíciles de predecir y producen grandes perjuicios económicos en caso de que la sarta se corte y parte de la misma quede en el fondo del pozo, debiéndose obligadamente apelar a dificultosas tareas de pesca (*fishing*), redireccionamiento del pozo (*side track*) o incluso, si los costos involucrados son demasiado altos, la falla puede conducir al abandono del pozo. Debido a la imperiosa necesidad de evitar fallas por

fatiga y a la creciente tendencia de perforar pozos extra profundos y de mayor severidad. muchos investigadores han realizado numerosos esfuerzos por comprender el comportamiento mecánico de las uniones roscadas, para de este modo desarrollar diseños de juntas más resistentes a las fallas o metodologías que intentan establecer criterios de selección de componentes y estimaciones de la vida residual de los mismos. Sin embargo, la frecuencia de ocurrencia de fallas sigue siendo más elevada de lo que se desearía.

Para comprender el desempeño de las uniones roscadas es necesario tener en claro el marco de condiciones al que se encuentran expuestas las mismas durante las operaciones de perforación. Para ello en este capítulo primeramente se hará una descripción general de la tecnología utilizada usualmente en la perforación de pozos para la extracción de petróleo y gas [1]. Luego se hará un análisis de las solicitaciones que suponen las operaciones de perforación y aquellas inherentes al uso de las uniones roscadas. Por último se hará una revisión de los criterios propuestos para incrementar el desempeño de las conexiones y una revisión de las estandarizaciones y métodos de ensayo comúnmente utilizados para evaluar su comportamiento mecánico.

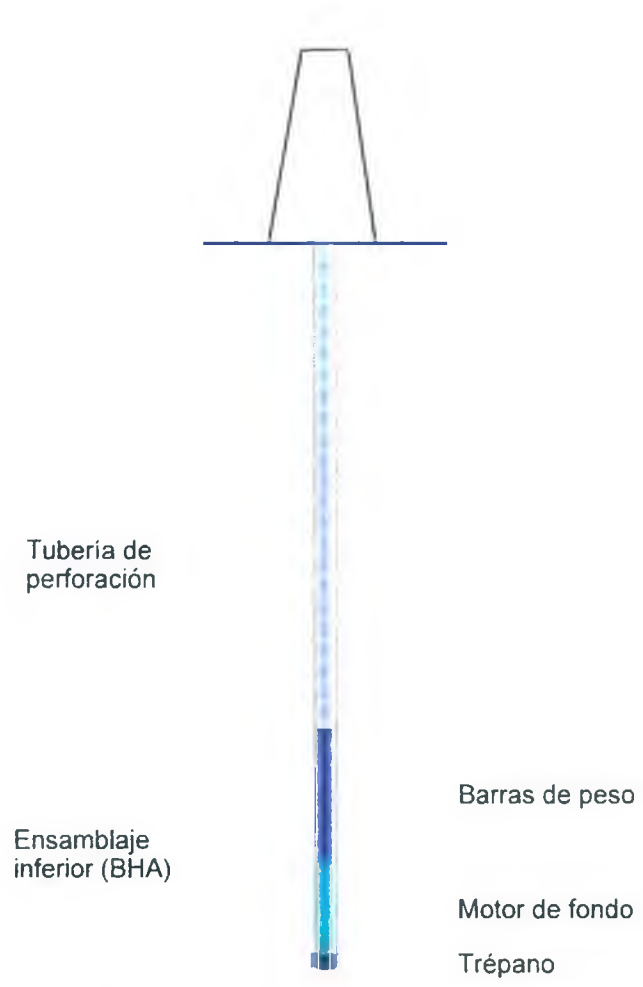


Figura 2.1 - Esquema de una sarta de perforación.

2.2 Perforación de pozos en la industria del petróleo y gas

2.2.1 Generalidades

Para alcanzar las formaciones geológicas subterráneas de donde se extrae el petróleo y/o gas es necesario realizar perforaciones cuya profundidad puede abarcar un amplio rango que se extiende desde aproximadamente 500m hasta 10000m, o más en el caso de pozos extra profundos. Estas perforaciones se realizan con la ayuda de una herramienta de corte llamada trépano que es la encargada de cortar la roca. El trépano se vincula a la superficie mediante la sarta de perforación, la cual está compuesta por una sucesión de tubos acoplados unos a otros mediante uniones roscadas, seguidos por el ensamblaje inferior (ver figura 2.1), y que en condiciones normales de perforación (rotación), es la encargada de transmitir el movimiento de rotación al trepano desde la superficie.

2.2.2 Lodo de perforación

Durante la operación de perforación se bombea desde la superficie un fluido o lodo de perforación a través del interior de la sarta, que al llegar al extremo inferior de ésta, pasa por las toberas ubicadas en el trépano y regresa hacia la superficie por el espacio anular entre la tubería de perforación y el pozo. Este fluido, además de servir como lubricante y refrigerante, tiene las funciones principales de ayudar al trépano en el corte de la roca y transportar el material extraído hacia la superficie. La columna de fluido provee la presión hidrostática suficiente para compensar la presión interna de la formación evitando que ésta ceda y produzca el derrumbe del pozo. El caudal volumétrico del lodo está típicamente en el rango de 50 lts/s y la diferencia de presión hidrostática entre la superficie y el fondo del pozo puede alcanzar valores mayores a 200 bar. Además, en toda la extensión del pozo se tiene una importante diferencia de presión entre el interior de la sarta y el espacio anular que será variable con la profundidad. El lodo de perforación usualmente está compuesto por una base acuosa u oleosa a la que se agregan agentes químicos para aumentar su viscosidad y peso; por lo tanto, en ciertas ocasiones el lodo puede representar un agente químicamente agresivo desde el punto de vista de la corrosión.

2.2.3 Elementos de la sarta

Como ya se mencionó, la sarta está constituida por la tubería de perforación y por el ensamblaje inferior como se muestra esquemáticamente en la figura 2.1. La tubería de perforación está compuesta por tubos (*drill pipes*) de alrededor de 10m (32ft) de longitud que poseen en sus extremos uniones roscadas cónicas para su conexión (ver figura 2.2).

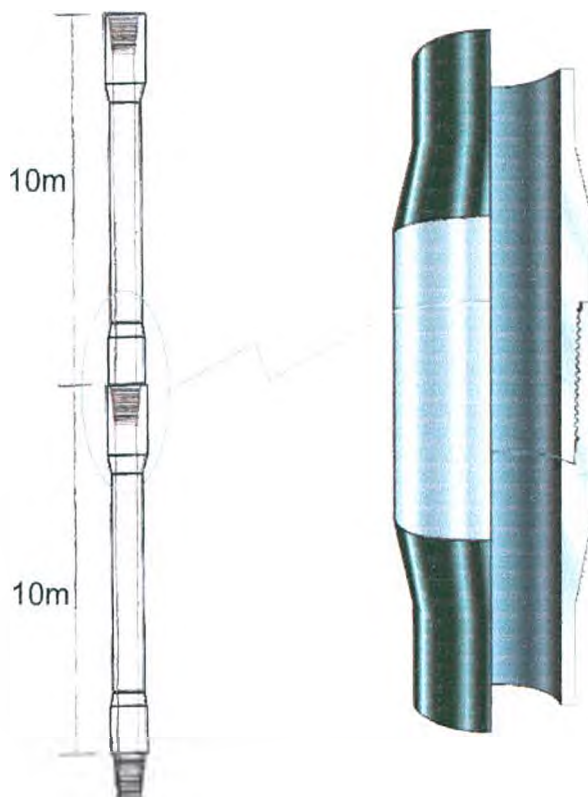


Figura 2.2 - Esquema de los tubos de perforación con un detalle de su unión roscada.

La función principal de la tubería de perforación es vincular el ensamblaje inferior con la superficie. Existe comercialmente un amplio número de diámetros disponibles acordes a las necesidades de cada pozo, y si bien todos los tubos de perforación que constituyen una determinada sarta tienen el mismo diámetro, suelen emplearse tubos con una mayor resistencia a la tracción axial en las ubicaciones más cercanas a la superficie ya que éstos son los que soportan las mayores cargas (debido al peso del resto de la sarta de perforación que cuelga por debajo de ellos).

En la parte inferior de la sarta de perforación se ubican varias herramientas, además del ya mencionado trépano, que colectivamente se denominan ensamblaje inferior o BHA (*Bottom Hole Assembly*). Además de ciertas herramientas como las tijeras y los amortiguadores¹ que permiten llevar a cabo en buen término las tareas de perforación y otros instrumentos que posibilitan mensurar las variables del pozo y de la operación de perforación, en el ensamblaje inferior también suele ubicarse

¹ Tijeras (*Jars*): Es una herramienta que actúa como medida de seguridad en caso de que ocurra un aprisionamiento de la sarta. La inclusión de estas herramientas posibilita, mediante el uso de golpes de alta intensidad hacia arriba y hacia abajo, librar a la sarta de perforación de su aprisionamiento.

Amortiguadores (*shock tool*): Proveen la posibilidad de absorber las vibraciones y los golpes frecuentes en el proceso de perforación por rotación y posibilitan compensar estiramientos y compresiones.

justo por encima del trépano un motor de fondo, herramienta que permite un control más preciso de la dirección del pozo. Usualmente se utilizan los del tipo hidráulico (figura 2.3), los cuales poseen una sección de potencia constituida por un motor hidráulico de desplazamiento positivo.

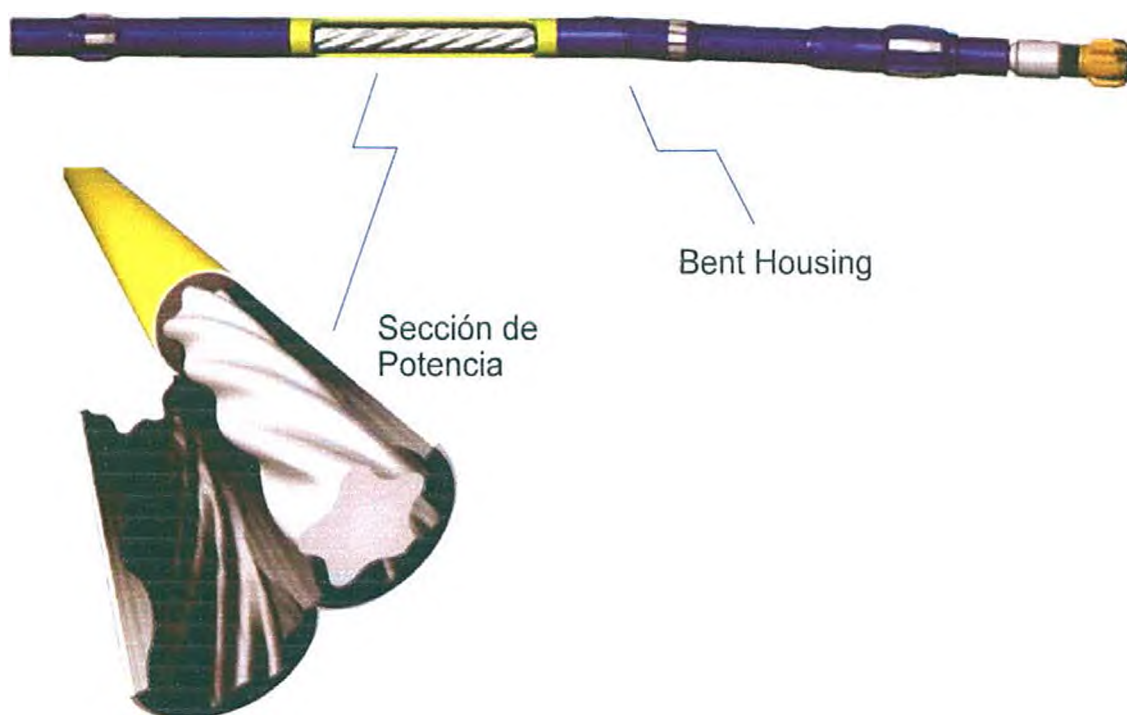


Figura 2.3 - Esquema de un motor de fondo hidráulico con un trépano acoplado en su extremo.

El mismo está compuesto por un eje helicoidal que aprovecha la energía del lodo de perforación bombeado desde la superficie para obtener un movimiento circular en su eje, capaz de entregar un determinado par motor y en cuyo extremo se acopla el trépano. De este modo el trépano puede girar sin la necesidad de tener que rotar la sarta completa desde la superficie y se dice que la perforación avanza en una modalidad denominada “deslizamiento” (*slide*). Los motores de fondo poseen además una sección de quiebre (*bent housing*) que permite posicionar en un ángulo variable la dirección del trépano con respecto a la dirección de la sarta de perforación. En general se utilizan ángulos con valores entre 0° y 3° , dependiendo los radios de curvatura con que se desea construir el pozo.

Utilizando a conveniencia ambos tipos de avances, puede lograrse un preciso control de la dirección del pozo: si se hace girar toda la sarta desde la superficie, la perforación avanzará sin ninguna dirección preferencial, denominándose a este modo de avance “rotación” (*rotary*). Si la modalidad de avance es por “deslizamiento” (*slide*), entonces el pozo se dirigirá en la dirección hacia la que apunta el quiebre del motor de fondo (ver figura 2.4).

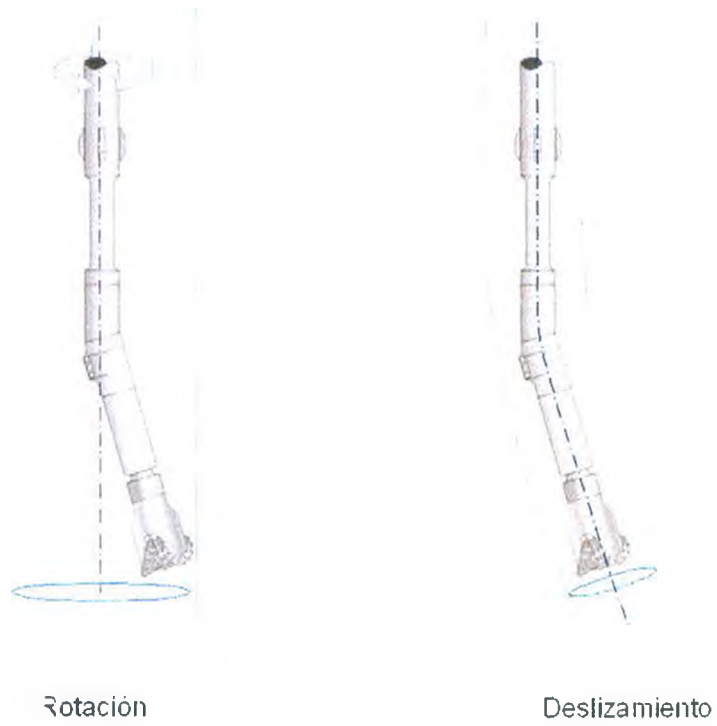


Figura 2.4 - Esquema de los modos de avance en perforación.

Considerando además que se cuenta con instrumentos que permiten conocer el ángulo de azimut² en todo momento, entonces combinando los tipos de avance puede obtenerse la trayectoria deseada como se muestra esquemáticamente en la figura 2.5.

Continuando con la descripción del ensamblaje inferior, sobre el motor de fondo se ubican pesados tubos de pared gruesa denominados barras de peso (*drill collars*), los cuales se utilizan para lograr un peso adecuado sobre el trépano, que es una condición necesaria para que éste corte correctamente la roca. Típicamente las barras de peso poseen un diámetro de 250mm y un espesor de pared de 85mm. Estos tubos pueden ser de pared lisa, o con una terminación helicoidal para favorecer tanto el avance de la sarta como así también el flujo del lodo que asciende por el espacio anular entre el pozo y la columna (entrecolumna), arrastrando el material cortado. Entre las barras de peso y la tubería de perforación suelen ubicarse, además, tubos de perforación “pesados” (*heavy weight drill pipe*), cuya función es lograr una transición de rigidez más suave entre el BHA y la tubería de perforación, ya que su rigidez posee un valor menor al de las barras de peso y mayor al de los tubos de perforación.

² El ángulo de azimut representa la dirección del pozo respecto de una referencia fija, normalmente el norte geométrico. El ángulo de inclinación se refiere al ángulo que forma la trayectoria del pozo respecto a una línea vertical dirigida hacia el centro de la tierra.

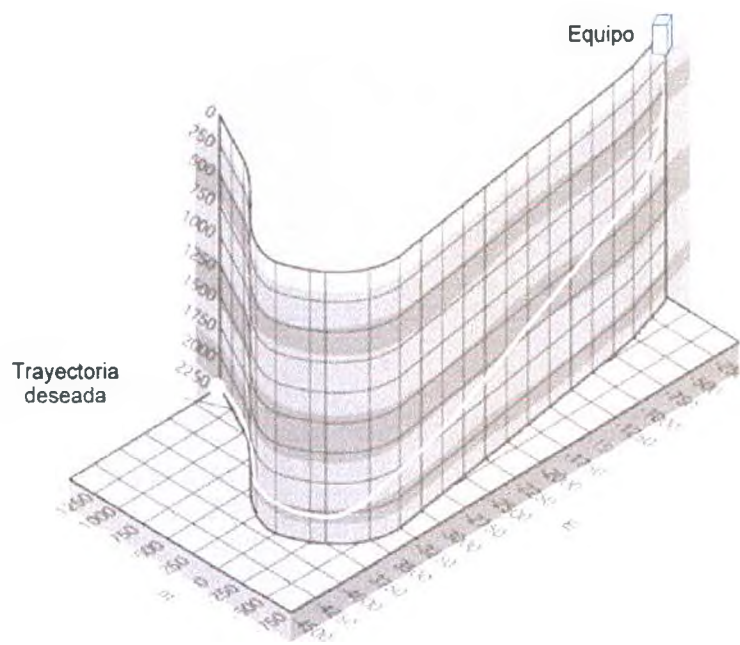


Figura 2.5 - Trayectoria de perforación esquemática. Obsérvense los cambios de trayectoria respecto del ángulo vertical y el azimut.

2.2.4 Materiales utilizados en la sarta de perforación

Tanto la tubería de perforación como las barras de peso, salvo en ocasiones específicas ³, suelen construirse con aceros de baja aleación y contenido medio de carbono del tipo AISI 4130, 4140, 4340 a los cuales se les realiza un tratamiento térmico de templado y revenido ya que de este modo se logra un buen balance de resistencia a la deformación plástica y tenacidad a la fractura, como puede observarse en las tablas 2.I y 2.II [2]. En el resto de las herramientas que componen el ensamblaje inferior puede encontrarse una mayor variedad de materiales utilizados. En general puede decirse que los cuerpos exteriores se construyen con los mismos materiales que los tubos de perforación y las barras de peso, mientras que los componentes internos se construyen con diversos materiales dependiendo de la función particular que cumple cada componente dentro de la herramienta.

³ En algunas aplicaciones particulares donde se requiere un mínimo peso en la sarta se han utilizado tubos de perforación de titanio y de aluminio. De todos modos estos materiales son escasamente utilizados, excepto en Rusia.

Tabla 2.I - Propiedades mecánicas de materiales usualmente utilizados en componentes de sargas de perforación

Material	σ_{UTS} [MPa]	σ_Y [MPa]	Alargamiento a la rotura [%] *	Reducción de área [%]	Dureza [HB]	Energía de impacto Izod [J]**
AISI 4130 ^A	1170	1000	20	56	325	81
AISI 4140 ^B	1150	1050	17.5	55	341	65
AISI 4340 ^C	1240	1160	17	53	360	47

^A barra Ø25mm templada en agua desde 845°C y revenida a 540°C

^B barra Ø13mm templada en aceite desde 845°C y revenida a 540°C

^C barra Ø13mm templada en aceite desde 845°C y revenida a 540°C

* Medido sobre una longitud inicial de 50mm.

** Medido a una temperatura de 25°C.

Tabla 2.II - Propiedades mecánicas relacionadas al comportamiento a la fractura del acero AISI 4340

Dureza [HB]	σ_{UTS} ^A [MPa]	Energía de impacto Charpy V [J]	Tenacidad a la fractura K_{IC} [Mpa (m) ^{1/2}]	Umbral de crecimiento de fisuras por SCC K_{ISCC} [Mpa (m) ^{1/2}]
550	2040	19	53	8
430	1520	30	75	30
380	1290	42	110	33

^A Estimada a partir del valor de dureza

SCC: corrosión bajo tensión (*stress corrosion cracking*)

2.2.5 Estadísticas de fallas y análisis de costos

Las operaciones de perforación representan alrededor del 40% de los costos de exploración y desarrollo de un yacimiento hidrocarburífero. Los costos relevados a mediados del año 2006 muestran que el valor promedio de un día de equipo de perforación en áreas costa afuera profundas (>1500m) se estima en US\$ 400000 [3]. Por lo tanto los mayores costos producidos durante las tareas de perforación ocurren debido a los días perdidos que producen las roturas en el equipo. Además, si el tipo de falla provoca que se separe completamente la sarga en la zona de la falla, una parte de esta caerá al fondo del pozo debiéndose recurrir a costosas operaciones de recuperación o pesca del equipo caído. En caso de no lograrse una recuperación exitosa, debe recurrirse a perforar un conducto paralelo (*sidetrack*) justo al lado de donde se encuentran la parte de la sarga no recuperada. Esta operación normalmente puede llevar de 2 a 12 días, debiéndose agregar al gasto extra de días perdidos

el costo de las herramientas que no se pudieron recuperar, el cual está en el orden de un millón de dolares. Por lo comentado, es una necesidad acuciante evitar días perdidos por fallas en el equipo. Los análisis estadísticos muestran que la principal causa de roturas corresponde a fallas por fatiga . En el gráfico de la figura 2.6 se muestra la estadística de los tipos de falla ocurridos en sartas de perforación durante los años 2001 y 2003 según un análisis llevado a cabo por T.H Hill y Asociados [4]. En el mismo puede observarse que la principal causa de averías (66%) corresponde a fallas por fatiga, estimandose además que el 12% de estas fallas conduce a pérdidas del pozo. La siguiente causa de roturas (17%) se debe a sobrecargas del esfuerzo combinado de tracción y torsión.

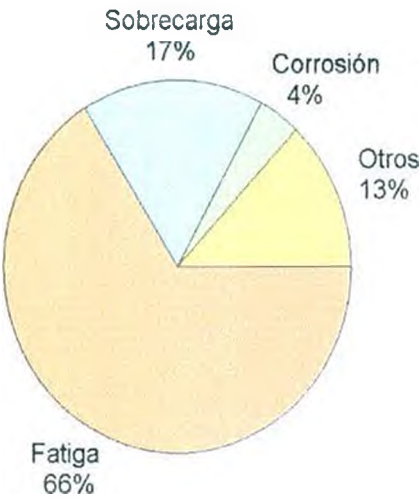


Figura 2.6 - Tipos de falla ocurridos en sartas de perforación durante los años 2001 y 2002 según T.H. Hill y Asociados.

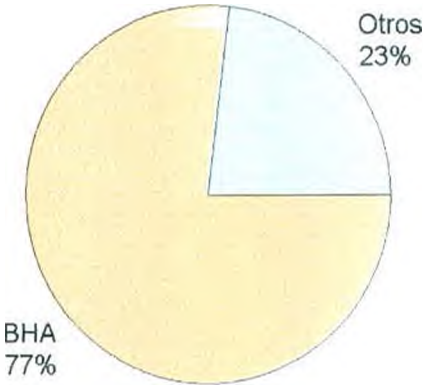


Figura 2.7 - Distribución de fallas por fatiga en la sarta de perforación.

Respecto a la zonas mas susceptibles a sufrir daños por fatiga, las estadísticas muestran que la mayor parte de las fallas observadas en la sarta de perforación ocurren en el ensamblaje inferior y en general se localizan en las uniones roscadas [5,6], tal como indica la figura 2.7. Esto se debe a que las mismas representan zonas de gran rigidez y a que los radios de acuerdo entre los dientes actúan como concentradores de tensiones.

2.3 Solicitaciones en la sarta de perforación

2.3.1 Generalidades

Las solicitaciones a las que estarán sometidos los distintos componentes de la sarta durante las tareas de perforación dependerán del componente en particular y de su ubicación en la sarta, como

así también del tipo de maniobra que se esté realizando. Para poder elaborar un mejor análisis del cuadro de solicitaciones combinadas actuantes es conveniente analizar primeramente las posibles solicitaciones inherentes a la tarea de perforación en forma individual. De este modo, la sarta de perforación puede estar sujeta a:



i. Esfuerzos de compresión

Los esfuerzos de compresión se producen durante la operación de perforación ya sea en la modalidad de rotación o en deslizamiento. Las mayores cargas se generan sobre los componentes del BHA debidas a las barras de peso que se utilizan sobre éste para lograr un peso adecuado sobre el trépano y de esta forma permitir el adecuado avance del mismo.



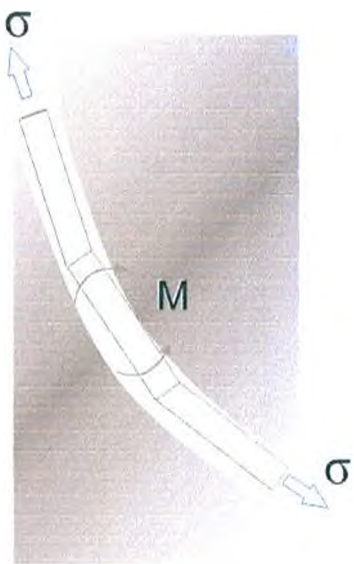
ii. Esfuerzos de tracción

Los mayores esfuerzos de tracción se producen cuando se retira la sarta de perforación hacia la superficie (operación que recibe el nombre de *pull-up*), debido al propio peso de la sarta y al rozamiento de ésta contra las paredes del pozo. De este modo se tendrá que los diversos componentes estarán sometidos a distintos esfuerzos, dependiendo de su ubicación en la sarta; las mayores cargas serán soportadas por los tubos de perforación más cercanos a la superficie. Además, durante la operación normal de perforación, ya sea en deslizamiento o rotación, no se asienta todo el peso disponible sobre el trépano, por lo tanto, por encima de las barras de peso del BHA, siempre se tienen tensiones de tracción en la tubería de perforación.



iii. Esfuerzos de torsión

Los mayores esfuerzos de torsión se producen durante la operación de perforación en la modalidad de rotación, debido al par que debe ser transmitido al trépano desde la superficie por intermedio de la sarta. Debido al rozamiento de la sarta contra las paredes del pozo, se tiene que los esfuerzos de torsión serán variables según la ubicación de los componentes en la sarta, encontrándose que los mayores esfuerzos se tienen a medida que más nos acercamos a la superficie.



iv. Esfuerzos de flexión

Los mayores esfuerzos de flexión se producen cuando una parte de la sarta transita una zona curva del pozo. Ya sea que la sarta se encuentre en tracción (como se representa en el esquema de la izquierda) o en compresión.

Además de este caso, se tienen otras condiciones que producen esfuerzos de flexión en la sarta. Salvo cuando la sarta se mantiene en tracción, el propio peso de ésta produce una disposición geométrica que no es una tubería recta paralela al pozo como suele pensarse (ni siquiera en los pozos verticales), sino más bien que toma una forma helicoidal conocida como *buckling*. Las fuerzas actuantes sobre las secciones curvadas producidas por el *buckling* pueden producir altos esfuerzos de flexión.

En general lo que ocurre durante las operaciones de perforación es una combinación de los esfuerzos antes mencionados. De este modo, cuando se tiene por ejemplo que un tramo de la sarta está pasando por una sección curva del pozo y además se está perforando en la modalidad de rotación, el resultado será que el tramo de la sarta en cuestión estará sometido a torsión y a fatiga debida a la flexión variable actuante.

Además de los estados de sollicitación genéricos descritos anteriormente, los diversos componentes del ensamblaje inferior pueden tener sus estados tensionales particulares. De este modo en el motor de fondo por ejemplo, se induce un estado de flexión compuesta debida a la curvatura que introduce el *bent housing* tanto en la modalidad de deslizamiento como en rotación. Otros factores que deben ser tenidos en cuenta a la hora de realizar un análisis de sollicitaciones, son las vibraciones y los efectos inerciales que se describirán someramente en el punto siguiente.

2.3.2 Vibraciones y efectos inerciales

Durante las operaciones de perforación se producen diversos tipos de vibraciones y efectos dinámicos que por lo general son mucho más difíciles de evaluar que las sollicitaciones comentadas anteriormente. Respecto de los efectos inerciales que son producidos por la aplicación dinámica de las cargas, éstos pueden ser contemplados en el diseño de la sarta mediante coeficientes de seguridad, teniendo en cuenta las posibles fuentes de cargas dinámicas durante la operación de perforación, tales como desaprisionamientos de la sarta, aperturas de válvulas mediante presión hidráulica, etc. Respecto al efecto de las vibraciones, puede decirse que éste es mas complejo de analizar y en general las mismas se consideran en la etapa de diseño de la sarta de tal modo de minimizarlas. Los modos de vibraciones normalmente tenidos en cuenta a la hora del diseño son:

i. Vibraciones laterales: son causadas por varios factores entre los que se puede mencionar el movimiento de rodadura de la sarta sobre las paredes del pozo a causa de la fricción y el flujo turbulento del lodo al moverse por la entrecolumna. Las frecuencias típicas se encuentran en el orden de 0.5-10hz.

ii. Vibraciones torsionales: son principalmente causadas por el aprisionamiento-liberación de los insertos del trépano. En condiciones extremas el trépano se queda adherido por un instante a las paredes del pozo, mientras el resto de la sarta por detrás sigue rotando. Cuando se alcanza un determinado valor critico de momento torsor, el trepano se libera produciendo la rápida liberación de energía elástica acumulada en la sarta. Las frecuencias típicas se encuentran en el orden de 0.05-0.5Hz.

iii. Vibraciones axiales: son principalmente causadas por el impacto y rebote del trépano sobre las duras formaciones cuando se perforan zonas poco rígidas a altas velocidades

Durante la operación de perforación se intentan minimizar las vibraciones controlando parámetros de campo y mediante algunas herramientas diseñadas para tal fin. Resta mencionar que tanto las vibraciones como los efectos inerciales que no se pueden abolir durante las operaciones de perforación, no suelen ser considerados en los análisis del efecto de cargas sobre las uniones roscadas.

2.3.3 Pandeo (Buckling)

La sarta de perforación es muy proclive al pandeo debido a que posee una esbeltez extremadamente alta (relación “Longitud / Diámetro” elevada), por lo tanto la carga de compresión crítica capaz de producir pandeo es relativamente baja. Además, la elástica de deformación se produce en forma helicoidal por encontrarse el pandeo restringido al volumen de sección cilíndrica del pozo. En la modalidad de “rotación” el buckling es extremadamente perjudicial ya que las tensiones producidas implican una reducida vida al la fatiga de los componentes. Por lo tanto, mediante el uso de las barras de peso, la sarta se diseña de modo tal de que solo el ensamblaje inferior se encuentre bajo esfuerzos de compresión, mientras que el resto de la sarta se opera en tracción. En los casos donde no es posible evitar completamente el *buckling* en el diseño de la sarta, se suelen utilizar tubos de perforación de mayor espesor de pared para obtener una mayor rigidez y así minimizar los efectos del buckling.

2.3.4 Severidad del pozo

El cuadro de solicitaciones al que se encuentra expuesta la sarta de perforación en un determinado pozo se incrementa a medida que los radios de curvatura con los que está construido el mismo son más reducidos, llegándose a un límite práctico (que dependerá de la tecnología disponible) donde el pozo ya no podrá ser perforado. El radio de curvatura se mide en la cantidad de grados que es posible variar la trayectoria del pozo por unidad de distancia vertical recorrida, siendo sus unidades más usuales “grados cada 100 pies” [°/100 ft] y representa un índice de la severidad del pozo.

La severidad del pozo es un parámetro que está directamente relacionado con los esfuerzos de flexión que se producirán en las secciones curvas, y por ende con las condiciones de fatiga que deberán soportar los componentes de la sarta. Existen relaciones que permiten estimar la máxima severidad posible con que puede construirse un pozo para evitar fallas por fatiga, de acuerdo a las características de los componentes involucrados en la sarta. La relación más utilizada es la propuesta por *Lubinski* en 1961 [7], que considerando unidades del sistema internacional se expresa:

$$k = \frac{432000 \cdot \sigma_b \cdot \tanh \left(L \sqrt{\frac{T_n}{E \cdot I}} \right)}{\pi \cdot E \cdot D \cdot L \cdot \sqrt{\frac{T_n}{E \cdot I}}} \quad \text{ec. (2.1)}$$

, donde k es la severidad máxima permisible en el pozo, E es el módulo elástico del componente, I es el momento de inercia del componente, D es el diámetro exterior del componente, T_n es la tensión generada por el peso sumergido de la sarta que cuelga por debajo de la curva, L es la distancia media entre las uniones del componente y σ_n es la máxima tensión admisible debida a los esfuerzos de flexión dinámicos (considerando modelo de fatiga de *Soderberg*), tal como se muestra en la ec.(2.2):

$$\sigma_b = \sigma_L \left(1 - \frac{\sigma_M}{\sigma_{UTS}} \right) \quad \text{ec. (2.2)}$$

, donde σ_L es la resistencia a la fatiga del componente, σ_{UTS} su resistencia a la rotura del material y σ_M la tensión media actuante (debida al peso sumergido de la sarta que cuelga por debajo de la curva).

La severidad máxima del pozo “ k ”, se calcula teniendo en cuenta el componente más débil que formará parte de la sarta, que por lo general suelen ser los tubos de perforación. Debe aclararse que la relación propuesta por *Lubinsky* sirve solo cuando se considera que el componente más débil es un producto tubular (tubo de perforación, barra de peso, o barra de perforación extra pesada).

Esta relación permite hacer el cálculo inverso, es decir, dado un determinado “ k ” pueden calcularse las propiedades y geometría necesarias de un componente para que opere en forma segura (por debajo del límite de fatiga del material). Sin embargo se presentan como inconvenientes que el cálculo solo puede hacerse para componentes tubulares, quedando excluidas las herramientas de geometría mas compleja que constituyen el ensamblaje inferior y las uniones roscadas que unen los elementos de la sarta. Para contemplar a estos últimos deben utilizarse diversos coeficientes que son difíciles de estimar ya que es necesario considerar los concentradores de tensiones tales como las raíces de los dientes en las uniones roscadas.

2.4 Uniones roscadas

2.4.1 Geometría y Desarrollo histórico

Las uniones roscadas son los medios de acople estructurales utilizados para unir los componentes de la sarta de perforación. Esto implica que las conexiones deben ser lo suficientemente resistentes como para soportar los esfuerzos de tracción, torsión, flexión y presiones externas e internas inherentes a las tareas de perforación descritos en el punto 2.3, y además deben poseer un buen comportamiento a la fatiga y proveer una unión estanca.

Como se detalla en la figura 2.8, las principales características geométricas de una unión roscada son: su paso (P), el ángulo de los flancos de los dientes (θ), el ángulo del cono (φ), la longitud de hermanado (L_t), el radio medio del hombro (R_s), el diámetro exterior (OD) y el diámetro interior (ID). Al extremo cuyos filetes se maquinan por la superficie exterior se lo denomina “macho” o “PIN”, mientras que al extremo cuyos filetes se maquinan por la superficie interior, se lo denomina “hembra” o “BOX”. La necesidad de proveer una unión estanca se satisface mediante el sello metal-metal que provee el contacto entre los hombros de ambas partes de la unión. El sello se logra por la deformación elástica que experimentan los hombros de ambas partes de la unión cuando se aplica el par de apriete (torque) adecuado a éstas; por este motivo a este tipo de uniones se las denomina comúnmente “conexión roscada de hombros” (*rotary shouldered connection*).

Respecto al comportamiento a la fatiga, se observa una evolución de la geometría de las uniones roscadas que tiende a incrementar la vida a la fatiga de las mismas. De este modo, el Instituto Americano del Petroleo (API) reemplazó en el año 1968 la forma del filete IF (*internal flush*) cuyo radio de acuerdo en el valle de los dientes era de 0.381 mm (0.015") y era muy propensa a las fallas por fatiga, por la forma de filete NC (*numbered connection*), la cual tiene un radio de acuerdo de 0.965 mm (0.038"), lográndose de este modo una menor concentración de tensiones que da como resultado una mayor resistencia a la fatiga. Una de las ventajas de las roscas API es su gran estandarización que permite una alta intercambiabilidad de piezas construidas por diferentes fabricantes.

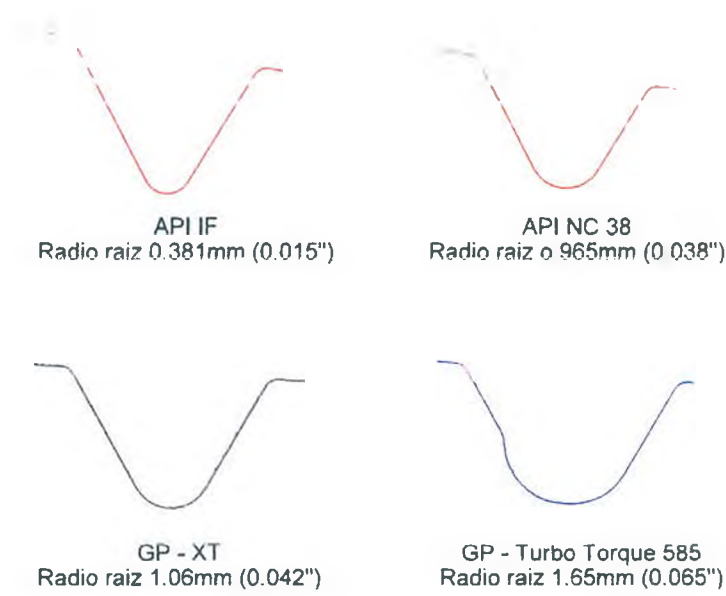


Figura 2.9 - Forma del filete y radio de raíz de diversos tipos de roscas comerciales.

Sin embargo en las últimas décadas, debido a la tendencia de perforar pozos aún más profundos y de mayor severidad, han surgidos algunos nuevos diseños de fabricantes propios tales como la “XT” y “Turbo Torque 585” de Grant Prideco Inc.[8], o la “TenarisBlue” de Tenaris [9], que ofrecen mayores radios en la raíz de los dientes y algunas otras variaciones geométricas que se detallarán en el punto 2.5 y que permiten un mejor desempeño de la unión roscada (figura 2.9).

Si bien el aumento en el desempeño es considerable, se tiene la desventaja de perder en cierta medida el concepto de intercambiabilidad de partes, hecho que parece ser una tendencia en los últimos años. Otra de las características de las uniones roscadas es que en general se utilizan con una delgada aplicación de lubricante sobre los filetes que comúnmente esta constituido a base de grasas y metales pesados, y cuyas principales finalidades son: disminuir el coeficiente de fricción entre las partes de la unión, prevenir el engranado (*galling*), evitar el desgaste de los filetes y como protección anticorrosiva.

Existen estandarizaciones que regulan las características que deben poseer los lubricantes de acuerdo a su aplicación [10,11], haciéndose últimamente un gran hincapié en las regulaciones ambientales de los compuestos que integran el lubricante. Recientemente fueron introducidas en el mercado algunas uniones roscadas de alto desempeño que prescinden totalmente del uso de lubricantes [12] y son particularmente aptas para aplicaciones donde es acuciante acotar los tiempos de operación o en zonas de estricta regulación ambiental.

2.4.2 Hermeticidad de las uniones

Una de las funciones para la cual son diseñadas las uniones roscadas es la contención de la presión diferencial entre el interior de la sarta y el espacio anular exterior. Esta diferencia de presión puede ser positiva o negativa, y para evitar la comunicación de fluido entre el exterior y el interior se requiere una unión estanca. Como ya se mencionó, en las conexiones roscadas de hombros la hermeticidad se logra mediante el sello metálico que se produce al introducir cierta deformación elástica en el contacto metal-metal de los hombros, como consecuencia de haber dado el torque adecuado a la unión. Si bien por lo general las conexiones roscadas de hombros suelen tener un solo sello metálico (figura 2.8), existen también uniones con doble hombro que permiten una mayor capacidad de presurización.

El modo más ampliamente utilizado para calcular el torque necesario en la unión y así lograr la tensión deseada sobre el sello metálico, es recurriendo a la ecuación modificada de *Farr* [13]. Tanto el Instituto Americano del Petroleo en la practica recomendada API RP 7G [14], como el Organismo Internacional para la Estandarización en la norma ISO/CD 10407-1 [15] (dos de las estandarizaciones mas utilizadas en la industria de perforación) proveen tablas y gráficos donde se indican los torques que deben ser aplicados en cada tipo de unión roscada, los cuales son calculados mediante la ecuación

de *Farr*, que utilizando unidades del sistema internacional puede expresarse como:

$$T_{MC} = \frac{S \cdot A}{K_1} \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{Rt \cdot f}{\cos \theta} + Rs \cdot f \right) \quad \text{ec.(2.3)}$$

, donde (ver figura 2.10):

T_{MC} : torque mínimo recomendado, [Nm]

S : tensión aplicada, [Mpa]

p : paso de la rosca, [mm]

K_1 : factor de conversión, 1000 [mm/m]

f : coeficiente de fricción superficies de encastre, roscas y espejos. Se asume 0,08 para grasas conteniendo 40% a 60% en peso de polvo de zinc.

θ : ángulo de la rosca, [grados]

R_r : radio medio de la rosca, [mm]

R_s : radio medio del hombro, [mm]

$$Rt = C + \left[\frac{C - (L_{PC} - K_2) tpr}{4} \right] \quad \text{ec.(2.4)}$$

$$Rs = \frac{(OD + Qc)}{4} \quad \text{ec.(2.5)}$$

C : diámetro *pitch* de la rosca en el punto de medición, [mm]

L_{PC} : longitud del *pin*, [mm]

K_2 : distancia entre el plano del hombro y el plano en el punto de medición, 15.875 mm

tpr : conicidad, [mm/mm]

OD : diámetro exterior, [mm]

Q_C : diámetro menor del hombro (*box counterbore*), [mm]

$$A_P = \frac{\pi}{4} \left[(C - B)^2 - ID^2 \right] \quad \text{ec.(2.6)}$$

(Sin sección de alivio de tensiones)

$$A_P = \frac{\pi}{4} \left(D_{RG}^2 - ID^2 \right) \quad \text{ec.(2.7)}$$

(Con sección de alivio de tensiones)

A : sección transversal del *pin* o del *box*, A_B o A_P , la que sea más pequeña, [mm²]

D_{RG} : diámetro de la sección de alivio de tensiones, [mm]

ID : diámetro interno, [mm]

$$B = 2 \left(\frac{H}{2} - S_{RS} \right) + tpr \cdot K_3 \quad \text{ec.(2.8)}$$

H : altura de la rosca no truncada, [mm]

S_{RS} : truncamiento de la raíz, [mm]

K_1 : constante, 3.175 mm

$$A_B = \frac{\pi}{4} \left[OD^2 - (Q_C - E)^2 \right] \quad \text{ec (2.9)}$$

$$E = tpr \cdot K_4 \quad \text{ec (2.10)}$$

K_f : constante, 9.525 mm

Mediante la ec.(2.3) puede calcularse el torque máximo que se puede aplicar a la unión roscada, a partir del cual se genera una deformación plástica permanente en los hombros de la misma. Por lo tanto este valor se utiliza como cota superior, ya que si éste es superado, se producirá un daño en la unión. La norma API RP 7G propone utilizar como torque de trabajo un valor que corresponde al 60% del torque máximo, aconsejando además, la aplicación de diversos coeficientes de seguridad que dependen de la geometría y la combinación de solicitaciones actuantes.

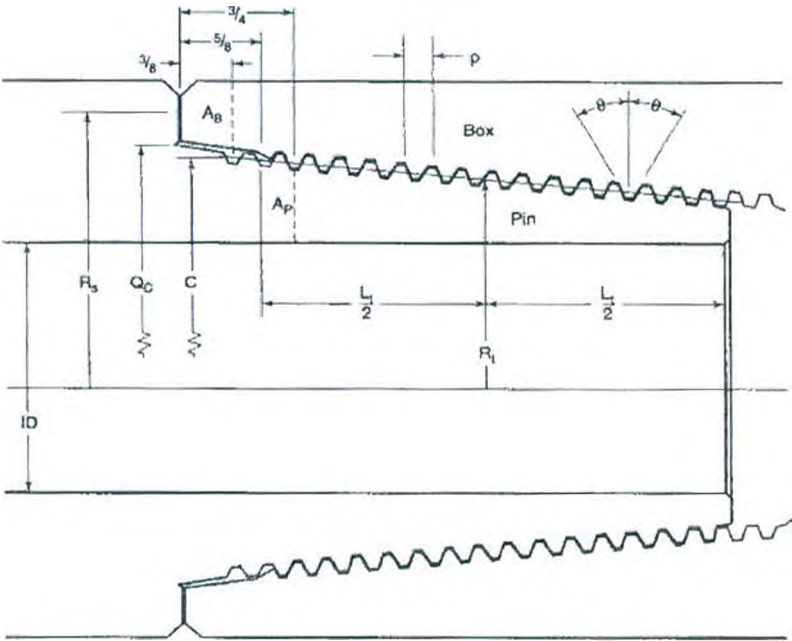


Figura 2.10 - Nomenclatura para el cálculo del torque sobre la unión roscada.

2.4.3 Estimación de las solicitaciones en las uniones roscadas

El momento torsor que se aplica sobre la unión para lograr su debido acople y estanqueidad, produce una distribución de tensiones no uniforme a lo largo de los filetes de la misma. La determinación de este campo de tensiones es de gran importancia ya que permite evaluar el comportamiento de la unión bajo un determinado cuadro de solicitaciones. Debido a la complejidad de las geometrías utilizadas no es fácil (ni práctico) obtener en forma teórica la distribución de tensiones en los puntos de interés de una unión roscada. Fundamentalmente se utilizan dos métodos para obtener el campo de tensiones: en forma experimental y numéricamente. Pueden encontrarse en la literatura algunos trabajos donde ambas partes de una unión roscada han sido instrumentadas con galgas extensométricas (*strain gages*) [16,17]. De este modo, realizando mediciones de deformación puede obtenerse el campo de tensiones buscado mediante una extrapolación adecuada. Esta técnica

cuenta con la ventaja de permitir realizar mediciones dinámicas, ya que pueden adquirirse datos mientras se está aplicando el torque a la unión, pero presenta como desventaja que las tensiones obtenidas no son las correspondientes a la zona donde se encuentran las mayores solicitaciones (el valle de los filetes) debido a que las galgas no pueden ser colocadas en este sitio y deben ser ubicadas en las superficies libres opuestas a los dientes de la rosca. Más comúnmente se encuentran en la bibliografía trabajos donde el campo de tensiones se determina mediante un análisis numérico realizado por el método de los elementos finitos [18-20]. Esta técnica tiene como ventaja una mayor versatilidad frente a los análisis experimentales dado que la misma permite realizar cambios, ya sea en la geometría en estudio o en los parámetros iniciales de carga. De esta forma se consigue una visión más amplia de como se comporta el sistema. Dentro de las desventajas puede mencionarse que la solución obtenida es solo una aproximación del estado real de tensiones ya que no pueden introducirse en el modelo todos los parámetros que gobiernan el fenómeno. Debe entonces intentar estimarse que tan buena es dicha aproximación. Podemos mencionarse además que el modelo numérico en tres dimensiones no es sencillo de implementar debido a que las condiciones de borde dadas por las tensiones de contacto entre los hombros de la unión debidas al torque actuante no son fáciles de introducir y a la complejidad que implica la geometría helicoidal involucrada, por lo que comúnmente se utiliza un modelo de geometría axial bidimensional conocida como modelo axi-simétrico [21], ya que es mas fácil de implementar y requiere un menor costo computacional, brindando resultados que se condicen con las observaciones experimentales.

2.4.4 *Distribución de tensiones en la unión roscada*

Es sabido desde principios del siglo pasado que la distribución de cargas en una unión roscada no es uniforme [22-24], sino que la carga es soportada casi en su totalidad por los dientes primero y último hermanados de la unión, mientras que los dientes del medio proveen una escasa contribución. En el caso de uniones roscadas de hombros, la distribución de cargas dependerá además de su geometría, de la precarga en los hombros de la unión (debida al torque de apriete) y del tipo de solicitaciones actuantes (tensión axial, flexión o momento torsor). Teniendo en cuenta la distribución de carga a través de la unión, puede obtenerse la distribución de tensiones en la misma. Observando el esquema de la figura 2.11a, si suponemos que la unión está fija sobre el extremo libre del PIN, al aplicar una fuerza F sobre el BOX, se producirá una reacción R sobre el PIN. En la figura 2.11b se esquematiza la transmisión de carga a través de los dientes de la unión, donde f_i es la fuerza actuante sobre el flanco del i -ésimo diente y A_i es la sección transversal debajo de éste. De este modo, debe cumplirse la relación:

$$F = \sum f_i = R \qquad \text{ec.(2.11)}$$

La tensión nominal actuante sobre cada sección transversal de la unión (tanto del PIN como del BOX) estará dada por la suma de fuerzas actuantes en los flancos de los dientes, desde el extremo opuesto a donde está aplicada la carga, hasta la sección i en particular, sobre el área A_i :

$$\sigma_i^n = \frac{\sum f_i}{A_i} \qquad \text{ec.(2.12)}$$

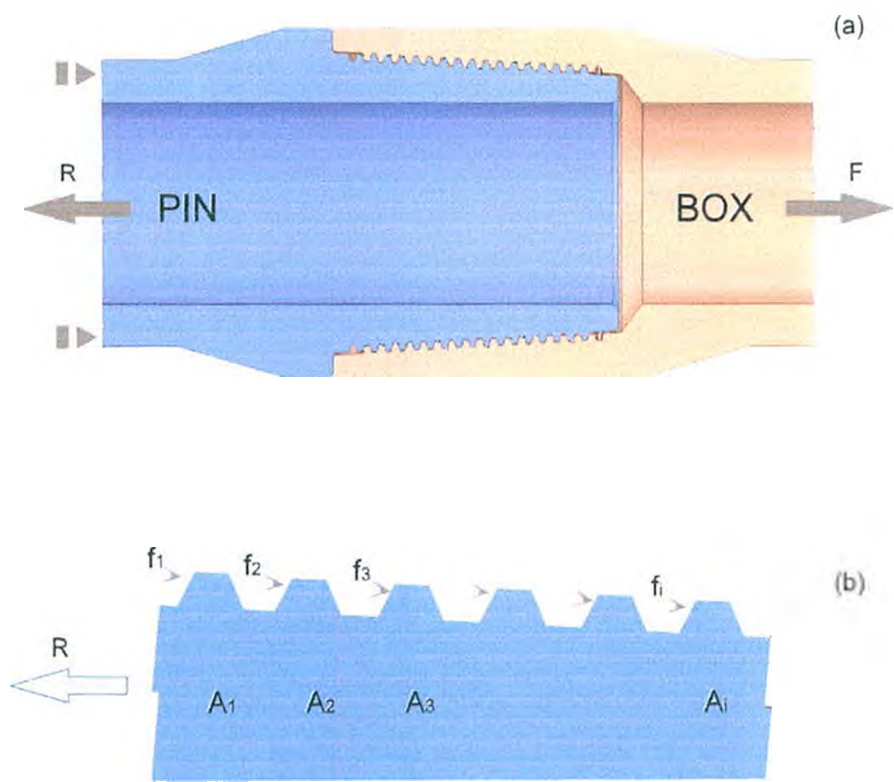


Figura 2.11 - Esquema de distribución de cargas sobre la unión roscada.

En la figura 2.12 se muestra esquemáticamente la distribución de cargas y tensiones nominales para dos estados de solicitaciones distintos. En las figuras 2.12a y 2.12b se supone a una unión roscada bajo la acción de una carga axial y sin precarga en los hombros. Para este caso la carga actuante sobre cada diente hermanado entre el PIN y el BOX será igual y opuesta, produciendo una distribución de tensiones nominales tal que en el BOX la tensión máxima acontece en el extremo donde la carga externa es aplicada, y a medida que nos acercamos al extremo opuesto la tensión disminuye hasta valores cercanos a cero. La situación opuesta ocurre en el PIN. En las figuras 2.12c y 2.12d se supone a una unión roscada bajo la acción de una precarga en los hombros y sin ninguna fuerza axial actuante. En este caso el estado de tensión nominal del PIN será completamente de

tracción, mientras que el BOX se encontrará completamente en compresión. Si tenemos en cuenta la combinación de los dos estados comentados anteriormente, es decir, una unión sometida a esfuerzos axiales más una precarga en los hombros, se obtiene una distribución de tensiones nominales como la esquematizada en la figura 2.13. En la misma puede observarse que si bien el PIN se encuentra completamente en tracción, el BOX tendrá parte de su cuerpo sometido a esfuerzos de compresión y parte a esfuerzos de tracción. Como puede verse, las mayores tensiones se generan en la posición del último diente hermanado tanto del PIN como del BOX (numerando los dientes comenzando desde el extremo libre de cada parte de la unión).

La experiencia de campo concuerda con la distribución de tensiones mostrada en las figuras 2.12b y 2.13, habiendo encontrado varios investigadores [3,5,25] que las fisuras generadas por fatiga se ubican preferencialmente en las zonas donde se producen las mayores tensiones, tal como indica la figura 2.14.

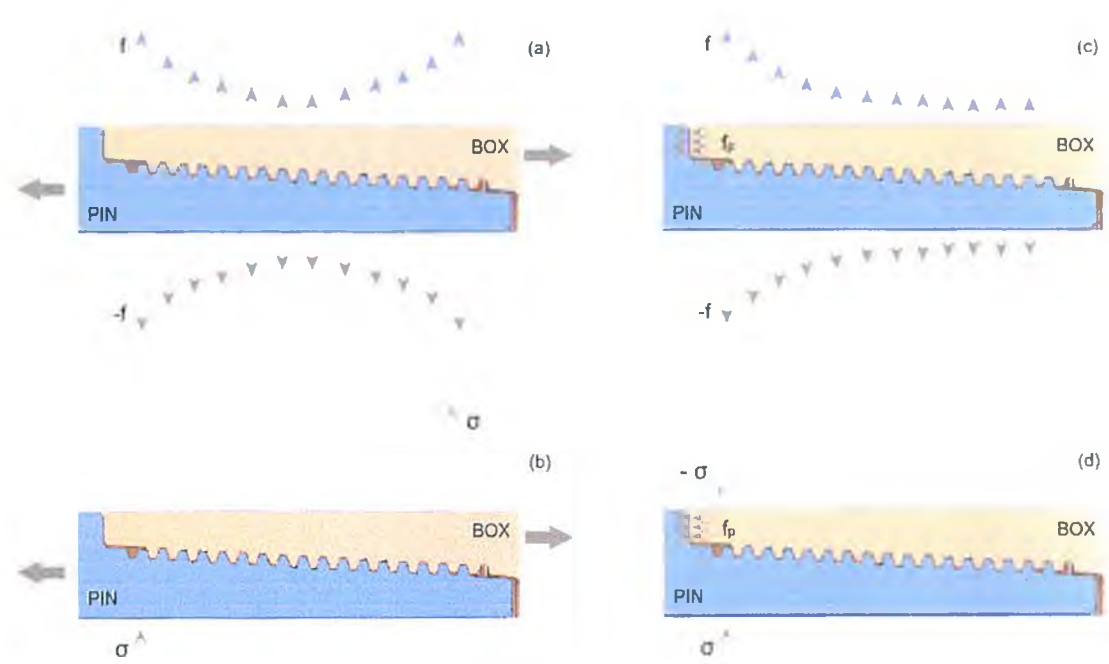


Figura 2.12 - Distribución de cargas y tensiones sobre uniones roscadas. Sollicitación de carga axial (a y b) y sollicitación de precarga (c y d).

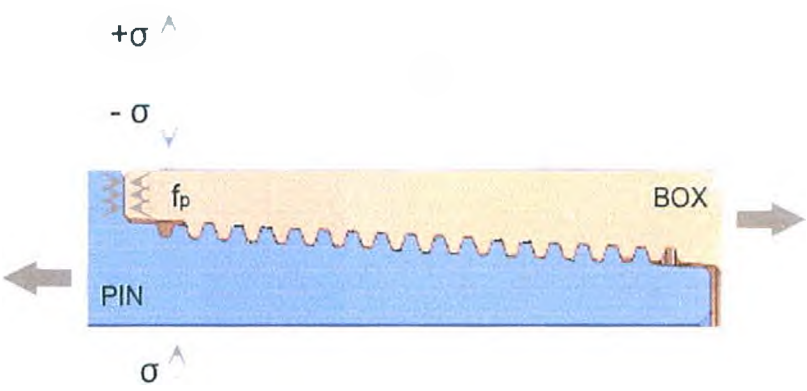


Figura 2.13 - Distribución de tensiones en unión roscada bajo carga axial y con precarga en los hombros.

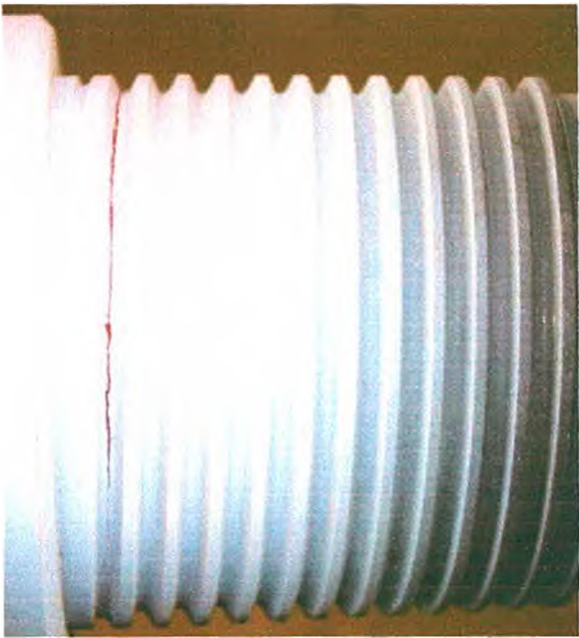


Figura 2.14 - Morfología típica de fisura generada sobre el PIN de una unión roscada de hombros.

La fisura se origina en el último diente hermano y crece tanto en el sentido circunferencial siguiendo la trayectoria de la hélice, como en el sentido radial. El acontecimiento de las fallas en estos sitios implica un difícil acceso desde el punto de vista de la implementación de métodos no destructivos que permitan la detección temprana de fisuras para su posterior evaluación, particularmente cuando las fisuras se producen sobre Box de la unión. Entre los métodos más citados en la bibliografía se encuentran la técnica de ACFM (*alternating current field measurement*) y recientemente ha sido propuesto un método derivado del de partículas magnetizables, llamado MFL

(*magnetic flux lakage*) [26]. Debe destacarse que ambos métodos no son sencillos de implementar y debe contarse con operarios calificados para lograr una buena interpretación de los resultados.

Hasta aquí se ha hecho referencia solo a las tensiones nominales que actúan en una unión roscada bajo determinados esquemas de cargas. Sin embargo debe tenerse en cuenta que estas tensiones se ven amplificadas en las discontinuidades geométricas que actúan como concentradores de tensiones, tal como es el caso de los radios de acuerdo entre los dientes de la rosca. Los factores de concentración de tensiones sobre cada filete de la rosca pueden ser definidos como:

$$FCT = \frac{\sigma_i^{MAX}}{\sigma_i^n} \quad \text{ec.(2.13)}$$

, donde FCT es el factor de concentración de tensiones, σ_i^{MAX} es la tensión máxima o pico sobre el i -ésimo diente y σ_i^n es la tensión nominal sobre el i -ésimo diente.

Algunos investigadores [16,17] han mostrado recientemente que la amplificación de tensiones que se produce en los concentradores de tensiones en las zonas más solicitadas, provoca que en estos sitios se sobrepase el limite de fluencia del material cuando se ajusta la unión de acuerdo a los valores de torque recomendados por las normas de mayor aplicabilidad [14,15]. De este modo se tendrá una deformación plástica en las zonas de mayores tensiones, que no puede ser despreciada y que tendrá una implicancia directa en el comportamiento de la unión roscada. Este punto es de gran importancia debido a que en muchos estudios no se considera la deformación plástica y se realizan estimaciones de vida residual mediante modelos que suponen comportamiento lineal elástico en todo el material, tal como es el caso de la aplicación del diagrama de *Goodman* modificado [27] para estimar las condiciones de operación seguras (vida infinita) en cuanto a los parámetros de “carga media” y “carga amplitud” utilizados durante el servicio. Algunos autores [28,29] proponen utilizar modelos que tienen en cuenta la deformación plástica en los concentradores de tensiones tales como el *strain life model* para evaluar la vida a la fatiga de las uniones roscadas.

2.5 Incremento en el desempeño de las uniones roscadas

2.5.1 Generalidades

Para optimizar el desempeño de las uniones roscadas con respecto a su resistencia a la fatiga, suele recurrirse a optimizaciones de diseño que tienen como finalidad reducir el efecto de los concentradores de tensiones. Desde este punto de vista, el método de elementos finitos es el preferido a la hora de evaluar posibles mejoras. Existen algunos diseños de propietarios que introducen cambios

radicales en la forma del perfil de la rosca, ofreciendo también uniones de dos y hasta tres entradas [8,9] que, de acuerdo a los fabricantes, logran incrementos considerables en la vida a la fatiga de la unión; pero estos diseños por lo general poseen la desventaja de no ser intercambiables con el estándar API y de elevar el costo de las herramientas. Se encuentran en la bibliografía algunos estudios de optimización en el diseño de uniones roscadas cuyos principios son aplicables a cualquier tipo de unión roscada de hombros, siendo por lo tanto de mayor interés su descripción.

2.5.2 Geometría de los dientes

La más evidente optimización que surge inmediatamente es el aumento en el radio de la raíz de los dientes, práctica que es usualmente llevada a cabo por los fabricantes. Además de este cambio en la geometría de los dientes, se han propuesto otros tales como una reducción de alrededor del 70% en la altura del último diente hermano del PIN [30], como se muestra en la figura 2.15.

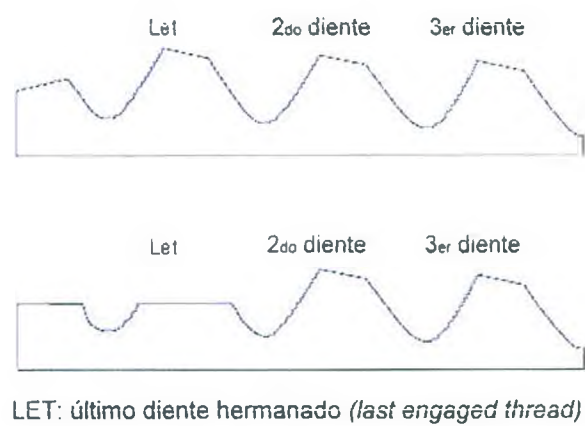


Figura 2.15 - Modificaciones sobre el LET para incrementar el comportamiento a la fatiga.

Con este rediseño se logra una distribución más uniforme de la carga sobre la zona más solicitada, reduciéndose por lo tanto el efecto de los concentradores de tensiones. De acuerdo a análisis realizados mediante elementos finitos y a ensayos de flexión en cuatro puntos a escala completa, se ha estimado que con este sencillo procedimiento se logra un aumento en la vida a la fatiga de 1.3 veces con respecto de la unión original. Sin embargo este método no puede ser aplicado sobre el Box debido a la dificultad que implica acceder a su último diente hermano.

2.5.3 Rolado en frío de los filetes

EL rolado en frío de los filetes de la rosca (*cold rolling thread*) es un método ampliamente utilizado en la producción de componentes roscados para tareas de alto desempeño, tales como bulones de alta resistencia utilizados en aplicaciones aeroespaciales [31]. Si bien en la industria de

perforación la utilización de la técnica es especificada como opcional en las estandarizaciones más importantes [32], se ha demostrado que su uso logra importantes incrementos en la resistencia a la fatiga de las uniones que pueden alcanzar hasta 1.4 veces respecto de la unión sin tratar [5]. El rolado en frío genera una cierta cantidad de deformación plástica en los valles de la rosca mediante el uso de una matriz diseñada para tal fin (figura 2.16). La capa deformada plásticamente induce en la superficie y en la sub-superficie del filete un perfil de tensiones residuales de compresión que retrasan la nucleación de fisuras por fatiga.

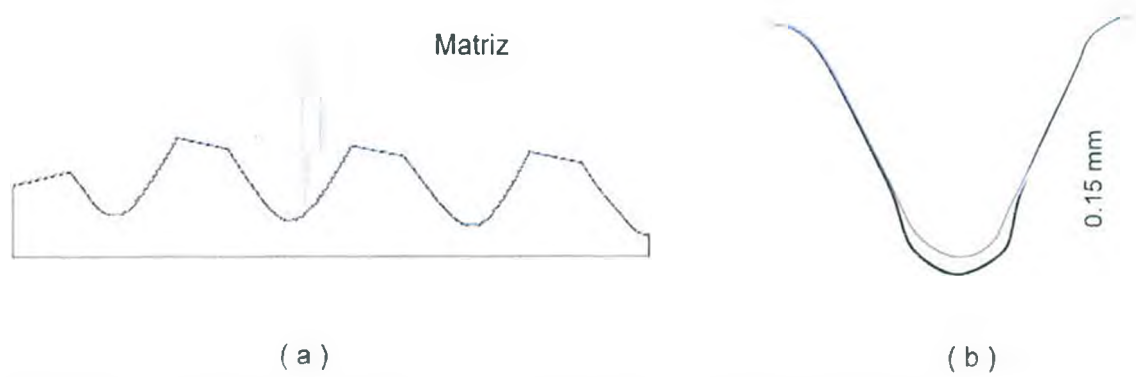


Figura 2.16 - Esquema de matriz de rolado (a), y nivel típico de deformación producido por rolado en frío (b)

El proceso se aplica tanto al PIN como al BOX del acople, pero debido a la complicación que supone introducir la matriz de deformación dentro del agujero interno para alcanzar el BOX, los fabricantes suelen rolar solo uniones de gran diámetro (agujero interior mayor a 57.15mm).

2.5.4 Ranurados

Otro recurso ampliamente recomendado en la bibliografía [33] es la implementación de ranurados (*stress relief grooves*) que actúan como aliviadores de tensiones tanto en el PIN como en el BOX (figura 2.17). Estos aliviadores de tensiones reducen la rigidez de la unión, permitiendo entonces cierta flexibilidad en la misma. De este modo las tensiones actuantes debidas a los esfuerzos de flexión se ven reducidas y redistribuidas, permitiendo un mejor comportamiento a la fatiga. Análisis realizados mediante elementos finitos han mostrado que con estos aliviadores de tensiones se logra un incremento en la vida a la fatiga hasta 1.45 veces respecto a la unión original. La desventaja de este recurso es que la cantidad de reparaciones por remaquinado a las que puede someterse la unión se ve acotada y a que debe realizarse un análisis particular sobre cada tipo de unión para encontrar la geometría óptima del ranurado, ya que si sus dimensiones son excedidas se produce un detrimento en el comportamiento a la fatiga de la unión.

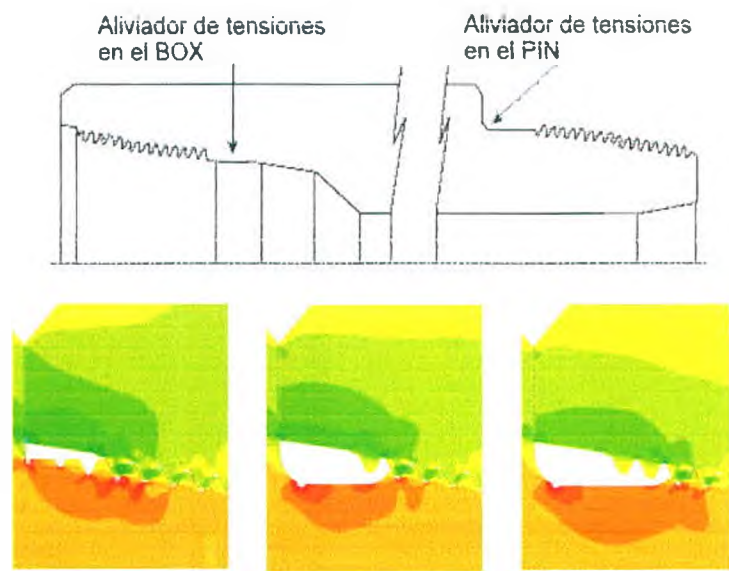


Figura 2.17 - Aliviadores de tensiones (stress relief grooves).

2.5.5 Excentricidad del agujero interior

La vida a la fatiga de las uniones roscadas se ve afectada además por la excentricidad con la que se ha realizado el agujero interno en el componente, esto es, la distancia entre los centros del diámetro interior y el diámetro exterior de la pieza. Esta excentricidad es inherente a los procesos de fabricación y sus tolerancias no están del todo contempladas en las normas de mayor aplicación. Detallados estudios mediante elementos finitos [34] muestran que el aumento en los niveles de excentricidad producen incrementos en los concentradores de tensiones tales como los radios de acuerdo entre los dientes, conduciendo a una importante reducción en la resistencia a la fatiga del componente. Por lo tanto un buen diseño implica minimizar la excentricidad del diámetro interior del componente.

2.5.6 Relación de resistencia a la flexión

Dado a que gran parte de las fallas por fatiga se produce por solicitaciones de momento flector variable, la resistencia a la flexión de una determinada sección es una característica importante del componente. Un método reconocido para medir la resistencia a la flexión de un componente, es comparando el módulo de la sección donde se quiere determinar la resistencia, con otra sección de interés. La relación de resistencia a la flexión, más bien conocida por su definición en inglés como *bending strength ratio* (BSR), compara las rigideces del PIN y del BOX mediante la relación de los módulos de sección, calculados en zonas definidas :

$$BSR = \frac{Z_{BOX}}{Z_{PIN}} \quad \text{ec.(2.14)}$$

$$Z_{BOX} = 0.098 \frac{(D^4 - b^4)}{R} \quad \text{ec.(2.15)}$$

$$Z_{PIN} = 0.098 \frac{(R^4 - d^4)}{R} \quad \text{ec.(2.16)}$$

Z_{BOX} : Módulo de sección del BOX

Z_{PIN} : Módulo de sección del PIN

D : diámetro exterior del BOX

b : diámetro exterior del BOX

R : diámetro de la raíz de los dientes del PIN a 19.05mm (3/4") desde el hombro de la unión

d : diámetro interior del PIN

El BSR se utiliza con la finalidad de utilizar componentes de uniones roscadas cuyas rigideces se encuentren balanceadas, para disminuir la probabilidad de daños por fatiga. De este modo, algunas de las estandarizaciones más usuales [14,15] proponen utilizar una combinación en los componentes de la unión, de tal modo que el BSR se encuentre en un rango que va desde 2.25 a 2.75. El valor inferior significa un BOX más débil, mientras que el valor superior representa una mayor debilidad en el PIN. Algunos autores [35] proponen modificar este rango a valores que van desde 1.9 a 3.2.

2.5.7 *Ángulo del cono de la unión roscada*

Por último, puede mencionarse como variable de diseño la conicidad de la unión. Se han realizado algunos estudios [36] donde se demuestra que utilizando ángulos ligeramente distintos entre la conicidad del PIN y del BOX, pueden obtenerse distribuciones mas regulares de la carga a lo largo de la unión roscada, hecho que conduce a un mejor desempeño en la resistencia a la fatiga de la unión.

2.6 Normalización y métodos de ensayo de uniones roscadas

2.6.1 Generalidades

En general, las estandarizaciones que cubren la integridad de los componentes utilizados en la industria de perforación [14,15] se centran en dos aspectos: requerimientos estructurales y métodos de inspección. Los requerimientos estructurales definen tolerancias dimensionales, propiedades químicas y ciertas propiedades mecánicas de los componentes que serán empleados en la sarta; mientras que los métodos de inspección definen los tipos de análisis que debe realizarse sobre cada componente para determinar si se encuentran libres de defectos. Los requerimientos estructurales, como así también los métodos de inspección, varían de acuerdo si se trata de componentes nuevos o usados.

Tabla 2.III - Propiedades mecánicas exigidas por algunas estandarizaciones

Propiedad	Necesidad de limitar la propiedad
Tensión de fluencia mínima	Determina la capacidad máxima de tracción y torsión del componente antes de la ocurrencia de deformación plástica. Determina las presiones de colapso plástico y de abolladura plástica del componente.
Tensión de fluencia máxima	Está limitada debido a que por lo general altos valores de tensión de fluencia implican comportamiento frágil.
Tensión de rotura mínima	Determina los valores de rotura de tracción y torsión del componente. Determina las presiones de rotura por colapso y abolladura.
Ductilidad mínima	Asegura una cantidad mínima de deformación entre la falla plástica y la rotura
Tenacidad mínima	Asegura que el componente puede tolerar una fisura pasante antes de que se produzca la fractura (<i>leak before break</i>)
Límite de fatiga	Asegura una cierta resistencia a la fatiga del componente

Tabla 2.IV - Métodos de inspección comúnmente recomendados para tubos de perforación y componentes del BHA

Zona de inspección	Método de inspección	Defecto buscado
Cuerpo del tubo de perforación	Inspección electromagnética	Fisuras, picaduras, daño mecánico
	Ultrasonido	Reducción de pared
	Medición del diámetro exterior	desgaste, acuellamiento, pandeo
	Visual	Daño mecánico
	Partículas magnetizables (método seco)	Fisuras
Unión roscada del tubo de perforación	Visual	Daño mecánico
	Dimensional	Daño mecánico, desgaste
	Partículas magnetizables (método húmedo)	Fisuras en dientes de la rosca
Unión roscada de hombros en conexiones del BHA y barras de peso	Visual	Daño mecánico
	Dimensional	Desgaste, BSR inadecuado
	Partículas magnetizables (método húmedo)	Fisuras en dientes de la rosca
	Ultrasonido	Fisuras en dientes de la rosca

Aunque en la tabla 2.III se muestran diversas propiedades mecánicas que pueden ser requeridas por diversas normalizaciones, debe destacarse que en general suelen centrarse los requisitos sobre las propiedades de tensión de fluencia y tensión última de los materiales. Además se nota una mayor cobertura sobre los componentes tales como los tubos de perforación, tubos de perforación pesados y barras de peso, quedando los elementos del ensamblaje inferior menos acotados en cuanto a requisitos se refiere. Los requerimientos de tenacidad a la fractura suelen darse referidos a la propiedad de absorción de energía durante ensayos de impacto (tales como los datos obtenidos en el ensayo *Charpy*), en lugar de parámetros de fractura propiamente dichos obtenidos por ensayos de tenacidad a la fractura. En la tabla 2.V se muestran algunos de los valores sugeridos para materiales de barras de peso.

Tabla 2.V -Valores de energía consumida en ensayo de impacto Charpy V-notch para materiales de barras de peso [15]

Sección probeta [mm x mm]	Energía promedio consumida en ensayo Charpy V (juego de tres probetas) [J]	Energía mínima consumida en ensayo Charpy V (juego de tres probetas) [J]
10 x 10	54	47
10 x 7.5	43	38
10 x 5	30	26

2.6.2 Estandarización referida a uniones roscadas

En el caso de las uniones roscadas, las estandarizaciones se encuentran más bien orientadas a los métodos de inspección que tienen como finalidad detectar posibles defectos y a los requerimientos geométricos que deben cumplirse para que la unión sea aceptable. En lo que respecta al comportamiento a la fatiga de la unión, las especificaciones hacen hincapié sobre el rango de BSR que es recomendable utilizar, las dimensiones de los ranurados relajadores de tensiones, y las tolerancias de la excentricidad del agujero interior. Aunque en ciertas estandarizaciones tales como la ISO pueden hallarse tablas con valores de límites de fatiga para distintos tipos de tubos de perforación bajo distintas condiciones de carga, o valores de los concentradores de tensiones en la raíz del último diente hermano del PIN para roscas API NC con diversos tamaños de ranurados, esta información es muy pobre y no alcanza para mitigar las fallas frecuentes ocurridas por fatiga en la industria de perforación.

Un inconveniente que señalan algunos autores [19] es el hecho de que no se encuentran estandarizadas las metodologías tanto experimentales como numéricas que permiten obtener las características necesarias en la unión roscada respecto de su desempeño a la fatiga. Actualmente, si se utilizan dos modelos numéricos para determinar el valor del concentrador de tensiones en la raíz del último diente hermano del PIN, cuyas condiciones de borde son distintas, sus resultados no serán comparables. Lo mismo ocurre si no se estandariza una metodología para obtener datos tales como el límite de fatiga de los componentes.

2.6.3 Métodos de ensayo de uniones roscadas

Es de gran interés tener un claro entendimiento del comportamiento de las uniones roscadas bajo las condiciones de operación en el pozo. Para ello se realizan ensayos de laboratorio estáticos y dinámicos que intentan simular las condiciones mencionadas. Con respecto a los ensayos estáticos, suelen realizarse ensayos de tracción y torsión bajo ambientes que pueden ser corrosivos o no. Éstos

se encuentran claramente definidos y no presentan mayores dificultades. En lo que respecta a los ensayos dinámicos, como ya se mencionó, no existen métodos estandarizados para determinar las propiedades que afectan el comportamiento a la fatiga de las uniones roscadas.

Los arreglos experimentales comúnmente encontrados en la bibliografía pueden dividirse en dos clases, de acuerdo al tamaño de las probetas ensayadas. En primer lugar tenemos los ensayos a plena escala [18,37,38] en donde generalmente se ensayan uniones roscadas pertenecientes a tubos de perforación. En este tipo de ensayos se construye un arreglo experimental que permite ensayar la unión armada junto a los tubos, de tal modo que la unión roscada queda sometida a un esfuerzo de flexión variable. Para ello suele utilizarse un dispositivo de carga en cuatro puntos mediante rodamientos que además de proveer las cargas permite la rotación del acople ensayado. Además pueden incluirse esfuerzos de tracción axial mediante mecanismos compuestos por cilindros hidráulicos en los extremos y existe la posibilidad de realizar los ensayos bajo un medio agresivo, que puede ser circulado por el exterior o el interior de la unión roscada. En la figura 2.18 se muestra un esquema del principio de funcionamiento y en la figura 2.19 se muestra el dispositivo utilizado en el trabajo de la ref. [38].

Aunque una reproducción total de las condiciones que ocurren en el pozo durante las tareas de perforación es muy difícil de lograr, con los ensayos a escala completa se obtiene la mejor aproximación. Además de ensayarse la geometría real, se cuenta con la ventaja de no sobreestimar los resultados debido a los efectos de tamaño, ya que en ensayos de flexión rotativa con probetas pequeñas los valores de resistencia a la fatiga alcanzados son mayores [39]. Entre las desventajas puede mencionarse principalmente el alto costo que involucra la construcción del arreglo experimental. Además no se ensayan a la rotura pequeñas probetas, sino costosos tubos de perforación u otros componentes.

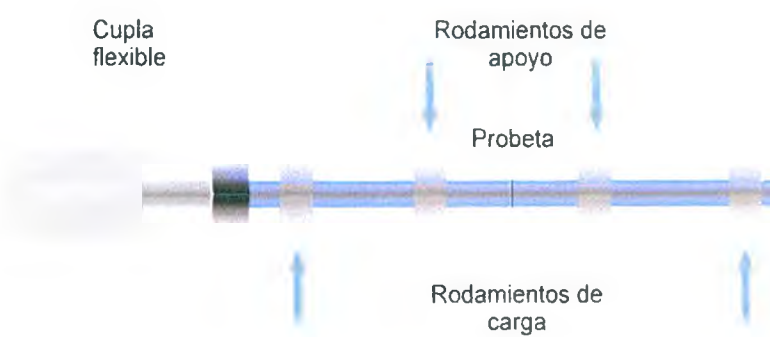


Figura 2.18 - Esquema de funcionamiento de dispositivo de flexión en 4 puntos para ensayos de fatiga a escala completa.

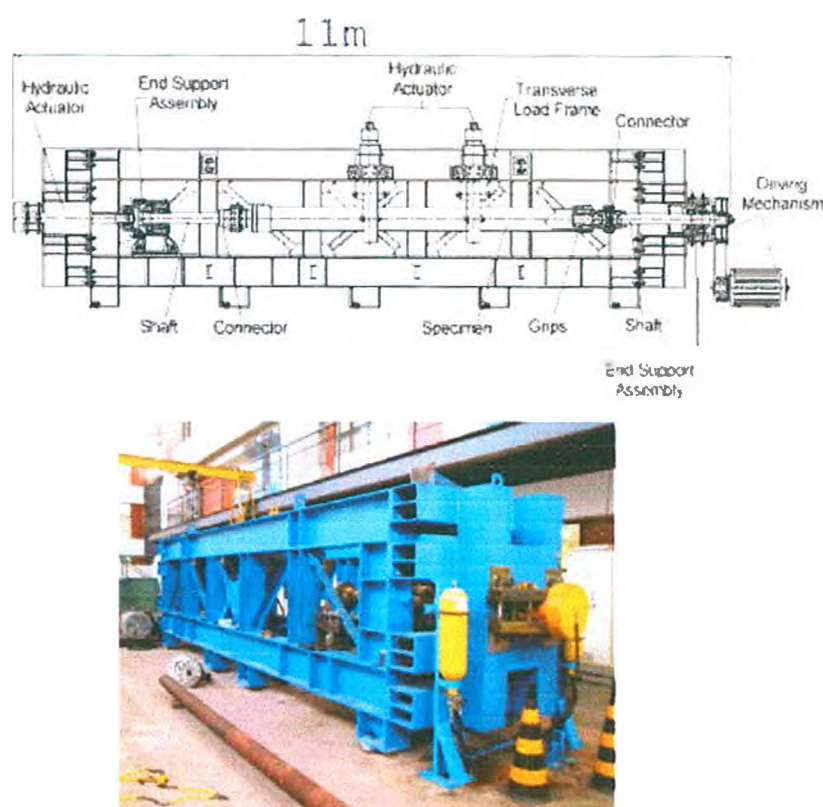


Figura 2.19 - Dispositivo de flexión en 4 puntos, con posibilidad de tracción axial para ensayos de fatiga a escala completa

Otra de las desventajas es que la velocidad de ensayo no puede ser demasiado elevada y que es difícil adaptar el dispositivo para componentes del ensamblaje inferior, ya que al tener una longitud mucho menor que los tubos de perforación (menor luz entre apoyos en el dispositivo), el esquema en flexión requiere cargas muy altas para alcanzar las condiciones de sollicitación reales.

El otro arreglo experimental comúnmente utilizado es mediante el uso de probetas pequeñas [38]. En este caso no se buscan reproducir las condiciones del pozo, sino más bien obtener propiedades de los materiales con fines comparativos, tales como la resistencia a la fatiga del material y curvas S-N. Entre las ventajas de este tipo de ensayos se destacan un menor costo, una velocidad de ensayos que puede ser más rápida y la posibilidad de realizar ensayos de mayor complejidad tales como los de velocidad de crecimiento de fisuras y tenacidad a la fractura, para lograr una mejor caracterización del comportamiento a la fatiga del material. Como desventaja se tiene que algunos de los datos obtenibles tales como la resistencia a la fatiga del material, pueden utilizarse solo con fines comparativos. No es posible extrapolar estos valores a la unión real ya que fueron obtenidos en condiciones totalmente distintas. Los datos obtenidos que caracterizan el comportamiento a la fatiga del material pueden utilizarse en modelos numéricos para extrapolar el comportamiento de la unión, pero como ya se mencionó, estos modelos tienen limitaciones.

2.7 Comentarios finales del capítulo

Las herramientas utilizadas en las operaciones de perforación de pozos en la industria del petróleo y gas se ven expuestas a un severo marco de sollicitaciones que implica una combinación de cargas estáticas y sollicitaciones de fatiga. En particular, las uniones roscadas que se utilizan para acoplar los diversos componentes de la sarta pueden sufrir además deformaciones plásticas localizadas en las zonas de mayor concentración de tensiones (tales como los radios de acuerdo entre los dientes). Las condiciones de carga mencionadas, sumadas a una posible agresividad del medio, producen que un importante porcentaje de las fallas en la sarta de perforación ocurran por fisuras crecidas por fatiga, sobretodo en los componentes del ensamblaje inferior. Los altos costos que implican los días perdidos durante las operaciones de perforación conllevan a la imperiosa necesidad de evitar fallas por fatiga. Muchos investigadores han realizado importantes esfuerzos por comprender el comportamiento mecánico de las uniones roscadas, para de este modo desarrollar diseños de juntas más resistentes a las fallas o metodologías que intentan establecer criterios de selección de componentes y estimaciones de la vida residual de los mismos. Sin embargo, la frecuencia de ocurrencia de fallas sigue siendo más elevada de lo que se desearía. La técnica mas comúnmente empleadas para incrementar la resistencia a la fatiga de las uniones roscadas contempla cambios geométricos en las mismas. Si bien pueden lograrse resultados favorables mediante esta práctica, se tiene como desventaja que aumenta el costo de fabricación de las uniones y que se pierde la intercambiabilidad de piezas entre diversos fabricantes. Dentro de los métodos utilizados para evaluar el comportamiento a la fatiga de los nuevos diseños, suele recurrirse tanto a análisis numéricos como a ensayos experimentales. Respecto a estos últimos, en la bibliografía se encuentran propuestas de ensayos a plena escala que simulan en alto grado las condiciones reales pero implican un alto costo; y propuestas de ensayos con probetas pequeñas, que si bien involucran un menor costo, no logran una buena simulación de las condiciones reales. Debe observarse además, que las estandarizaciones de mayor aplicabilidad que cubren la integridad de los componentes utilizados en la industria de perforación, no cubren las metodologías experimentales (ya sean ensayos de laboratorio o modelados numéricos) que permiten obtener las características necesarias en la unión roscada para incrementar su desempeño a la fatiga.

2.8 Bibliografía

- [1] W. Lyons (1996) Standard handbook of petroleum and natural gas engineering (vol. 1). *Gulf Publishing company. (Libro)*

- [2] S. Lampman et al. Eds. (1990) Properties and selection: irons, steels, and high-performance alloys. ASM Handbook Vol. 1, 10th Ed. *ASM International*, Materials Park, OH 44073-0002. *(Libro)*

- [3] K. Macdonald (2007) Failure analysis of drillstrings. *Engineering Failure Analysis*, **V14**pp1641-1666.

- [4] J. Clarck (2003) Advances in fatigue design: Curvature index theory and case study *Word Oil*, publishing October.

- [5] O. Vaisberg et al.(2002) Fatigue of drillstring: state of the art. *Oil & Gas Science and technology*, **V57**(1)pp7-37.

- [6] F. Brennan (1992)Fatigue and fracture mechanics analysis of threaded connection. *Department of Mechanical Engineering*, University College London. *(Tesis doctoral)*

- [7] A. Lubinski (1961) Maximum permissible doglegs in rotary boreholes. *Journal of Petroleum Technology*, **V13**(2)pp175-194.

- [8] Turbo Torque (2006). *Grant Prideco Inc. (Brochure product*, http://www.nov.com/Tubular_and_Corrosion_Control/Drilling_Tubulars/Rotary_Shoulder_Connections/TurboTorque_Rotary-Shouldered_Connections.aspx)

- [9] TenarisBlue (2010). *Tenaris Connections (Brochure product*, <http://www.tenaris.com/en/MediaAndPublications/BrochuresAndCatalogs.aspx>).

- [10] API-RP 5A3 (2003) Recommended practice on thread compounds for casing, tubing and line pipe, 2nd Ed. *American Petroleum Institute*, 1220 I. Street, NW Washington, DC 20005-4070.

- [11] API-RP 7A1 (1992) Recommended practice on testing of thread compound for rotary shouldered connections, 1st Ed. *American Petroleum Institute*, 1220 L Street, NW Washington. DC 20005-4070.

- [12] Oil&Gas Scandinavian (2004) New tube thread benefits environment. Publishing, June 29.
- [13] A. Farr (1957), Torque Requirements for rotary shouldered connections. *The oil and gas journal*, p. 109.
- [14] API-RP-7G (1998) Recommended practice for drillstem design and operating limits, Ed.16th. *American Petroleum Institute*, 1220 L Street, NW Washington, DC 20005-4070.
- [15] ISO/CD 10407-1 (2004) Petroleum and natural gas industries - Drilling and production equipment - Part 1: Drill stem design and operating limits. *International Organization for Standardization*, CH-1211 Geneva 20, Switzerland.
- [16] G. Yuan (2003) Stress distribution of oil tubing thread connection during make and break process. *Engineering Failure Analysis*, **V11**pp537-545.
- [17] G. Yuan (2006) Numerical and experimental distribution of temperature and stress field in API round thread connection. *Engineering Failure Analysis*, **V13**pp1275-1284.
- [18] H. Bahai (2001) A parametric model for axial and bending stress concentration factors in API drillstring threaded connectors. *Pressure Vessel and Piping*, **V78**pp495-505.
- [19] W. Tnag (2006) A novel approach for determining, evaluating and applying stress concentration factors for rotary-shouldered connections. *2006 SPE Annual Technical Conference*. San Antonio, Texas, September 2006.
- [20] K. Macdonald, W. Deans (1995) Stress analysis of drillstring threaded connections using the finite element method. *Engineering Failure Analysis*, **V2**(1)pp1-30.
- [21] H. Bahai (1996) Numerical and experimental evaluation of stress intensity factors for thread connections. *Engineering Fracture Mechanics*, **V54**(6)pp835-845.
- [22] C. Stromeyer (1918) Stress distribution in bolts and nuts. *Trans. Inst. Naval Architects*, **V60**pp112-121.
- [23] J. Goodier, N. Ithaca (1940) The distribution of load on the threads of screws. *Journal of Applied*

Mechanics, Trans. of the ASME, **V62**ppA10-A16.

[24] M. Hetenyi (1943) The distribution of stress in threaded connections. *Experimental Stress Analysis*, **V5**(2)pp147-156.

[25] K. Macdonald (1996) Some case studies of austenitic drillcollars. *Engineering Failure Analysis*, **V3**(4)pp281-297.

[26] D. Jinfeng (2006) Tubing thread inspection by magnetic flux leakage. *NDT&E International*, **V39**pp53-56.

[27] E. Bailey, J. Smith (2003) The goodman diagram as an analytical tool to optimize fatigue life of rotary shouldered connections. *SPE/IADC 79874*, publishing February.

[28] J. McCarthy (2004) Application of increased make-up torque on API rotary-shouldered connections: Goodman diagram vs. strain life model. *IADEC/SPE 87190 Drilling Conference*, Dallas, March 2004.

[29] T. Liebster, G. Glinka (1994) Development of a numerical model for predicting fatigue lives of tubular threaded connections. ASTM STP 1250 “*Case studies for fatigue education*”, pp156-173. Ed. R. Stephens, Philadelphia, PA 19103.

[30] Y. Tuskano (1990) Improvement of drill collar fatigue property by last engaged thread eight reduction of Pin. *IADEC/SPE 18704*, publishing December.

[31] P. Toor P, J. Barron Eds. (2007) Structural integrity of fasteners. ASTM STP 1487, *ASTM International*, West Conshohocken, PA. (*Libro*)

[32] M. Knight, F. Brennan, W. Dover (2005) Fatigue life improvement of threaded connections by cold rolling. *The journal of strain analysis for engineering design*. **V4**pp83-93.

[33] S. Ellis, N. Reynolds, K. Lee(2004) Use NC56 connection on 8" drill collars and cut 1" or ¼ " pin stress relief grooves on rotated BHA connections NC38 and larger. *IADC/SPE 87191, Drilling conference*, Dallas-March 2004.

- [34] M. Knight, F. Brennan (1998) Fatigue life improvement of drill collars through control of bore eccentricity. *Engineering Failure Analysis*, **V6**pp301-319.
- [35] A. Baryshnikov (1994) Optimization of rotary shouldered connection reliability and failure analysis. *Drilling Conference IADC/SPE 27535*, Dallas, February 2004.
- [36] S. Baragetti (2002) Effects of taper variation on conical threaded connections load distribution. *Journal of Mechanical desing*. **V124**(2)pp230-329.
- [37] L. Bertini et al. (2007) Resonant test rigs for fatigue full scale testing of oil drill string connections. *International Journal of Fatigue*, **V30**pp978-988.
- [38] G. Miscow et al. (2003) Techniques to characterize fatigue behavior of full size drill pipes and small scale samples. *International Journal of Fatigue*. **V26**pp575-584.
- [39] R. Hertzberg (1996) Deformation and fracture mechanics of engineering materials. Wiley, 4th ed. (*Libro*)

3 Incremento de la resistencia a la fatiga de uniones roscadas. Método de generación de tensiones residuales de compresión en zonas críticas

3.1 Introducción

Tal como se ha comentado en el punto 2.5 del capítulo 2, existen diversas técnicas que tienen por finalidad incrementar la resistencia a la fatiga de las uniones roscadas, siendo de particular interés las opciones que no involucran cambios radicales de diseño del perfil de la rosca, ya que logran una aplicabilidad extensiva a cualquier tipo de acople. De este modo, se vio que pueden emplearse dos enfoques claramente diferentes: el primero de ellos apunta a realizar (mediante operaciones de maquinado) cambios sutiles en la geometría de ciertas zonas del acople, que tienen por objeto lograr una distribución menos severa del perfil de tensiones; mientras que el segundo se basa en la introducción de tensiones residuales de compresión, con el fin de prolongar la etapa de nucleación de fisuras por fatiga.

Respecto a este último, aunque el efecto de tensiones residuales en fatiga es bien conocido [1], últimamente se ha incrementado el interés en este tema [2]. El rolado en frío es una técnica ampliamente utilizada para introducir tensiones residuales de compresión en componentes roscados y así aumentar su resistencia a la fatiga; pero presenta la desventaja de que solo puede ser empleado en diámetros medios y grandes, además de requerir una matriz particular para cada tipo de geometría de rosca [3].

En el presente capítulo, se propone, un innovador método cuyo objetivo es generar en forma controlada tensiones residuales de compresión en uniones roscadas de hombros. El método se basa en un apropiado control del torque de apriete utilizado para lograr el ajuste del acople, y requiere no

más que el mismo equipo que se utiliza habitualmente para armar y desarmar la unión (esto es, las llaves hidráulicas de torque). Las hipótesis de dicha propuesta surgieron luego del minucioso estudio de la bibliografía relacionada con el “estado del arte” sobre fallas en uniones roscadas de componentes pertenecientes a la sarta de perforación y el cuidadoso análisis del estado de tensiones que acontece en el acople.

En los puntos consecuentes se mostrará primeramente un resumido repaso sobre tensiones residuales, luego el detalle las hipótesis del método propuesto y sus implicancias, y finalmente una revisión de técnicas que emplean principios similares.

3.2 El efecto de las tensiones residuales en el comportamiento a la fatiga

El efecto de las tensiones residuales es de gran importancia en materiales y componentes que se encuentran sometidos a esfuerzos de fatiga, siendo que tensiones residuales de tracción -no intencionales- pueden ocasionar resultados muy adversos, mientras que tensiones residuales de compresión pueden incrementar significativamente el comportamiento a la fatiga [4].

3.2.1 ¿Qué son las tensiones residuales?

Por definición, el termino “tensiones residuales” se refiere a una distribución de tensiones presentes en la estructura, componente o material, en los cuales no se encuentra aplicada ninguna carga o momento externos¹. Esta condición implica, de acuerdo a la 1° ley de *Newton*, que la sumatoria de fuerzas y momentos dentro del cuerpo debe ser igual a cero. En términos de tensiones, la afirmación anterior significa que las tensiones residuales de tracción en un cuerpo se encuentran compensadas por tensiones residuales de compresión de igual magnitud, es decir, se trata de tensiones autobalanceadas. En la figura 3.1 se muestra un esquema de una distribución de tensiones residuales autobalanceadas, mientras que en las ec.(3.1) y ec.(3.2) se expresa dicha característica matemáticamente.

1

En vista de que no existen cargas externas aplicadas, en cierta literatura se denomina “tensiones internas” a las tensiones residuales. El término “tensiones residuales” surge a partir de que las mismas suelen generarse luego de un proceso de fabricación o tratamiento particular, considerándose las entonces como el “residuo” de dichas operaciones.

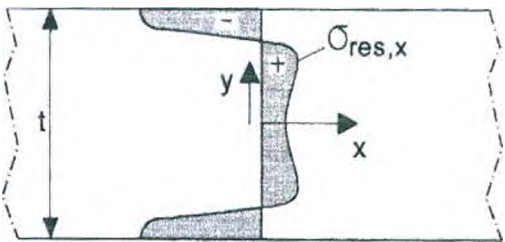


Figura 3.1 - Distribución de tensiones residuales autobalanceadas.

$$\int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x dy = 0 \quad \text{ec.(3.1)}$$

$$\int_{-t/2}^{t/2} y \cdot \sigma_x dy = 0 \quad \text{ec.(3.2)}$$

Una carga externa (P) aplicada a un determinado componente generará una distribución de tensiones (σ^P) de acuerdo a la magnitud de la carga aplicada y a la geometría del componente. Si dicho componente contiene además tensiones residuales (σ^R) y si el comportamiento es aún elástico, la tensión neta actuante será igual a la suma algebraica de las tensiones residuales y la tensión debida a la carga externa:

$$\sigma = \sigma^P + \sigma^R \quad \text{ec.(3.3)}$$

En el caso de encontrarse el componente sometido a cargas de fatiga, se tendrá un ciclo de tensiones debido a las cargas externas con una amplitud σ_a^P y una media σ_m^P . Sin embargo, como las tensión σ^R está siempre presente, el ciclo de tensiones resultante tendrá igual amplitud pero distinta media, que el ciclo de tensiones debido a las cargas externas:

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max}^P + \sigma^R) - (\sigma_{\min}^P + \sigma^R)}{2} = \sigma_a^P \quad \text{ec.(3.4)}$$

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max}^P + \sigma^R) + (\sigma_{\min}^P + \sigma^R)}{2} = \sigma_m^P + \sigma^R \quad \text{ec.(3.5)}$$

Este resultado tiene importantes implicancias desde el punto de vista del comportamiento a la fatiga. Si un componente posee tensiones residuales locales de tracción ($\sigma^R > 0$) en zonas propensa a sufrir daño por fatiga, la media del ciclo de fatiga aumenta y el resultado es un detrimento en el comportamiento a la fatiga. Por el otro lado, si las tensiones residuales son de compresión ($\sigma^R < 0$), la media del ciclo de fatiga disminuye, significando un incremento en el desempeño a la fatiga del componente.

El comportamiento antes descripto puede entenderse en términos de los mecanismos que generan la nucleación de fisuras por fatiga tal como se explica en la ref[4]: como resultado de la existencia de altas tensiones residuales de compresión, es posible que la tensión máxima del ciclo resultante sea baja o incluso negativa. En el último caso, una microfisura (o fisura corta) difícilmente pueda crecer hasta convertirse en una fisura. Debido a que las tensiones residuales no afectan la amplitud de tensiones, el deslizamiento cíclico de planos (*cyclic slip*) en la superficie del material aún es posible, por lo que las microfisuras solo crecerán si la tensión máxima resultante es positiva y lo suficientemente alta como para producir la apertura de las superficies de la microfisura. Sin embargo, dicho crecimiento de fisura ocurrirá a una velocidad menor en vistas del efecto que las tensiones residuales de compresión tienen sobre la disminución de la tensión máxima actuante.

3.2.2 Generación de tensiones residuales

Las tensiones residuales suelen ser el resultado de un proceso de fabricación, método de producción o tratamiento específico sobre un material o componente, siendo métodos habituales por los cuales se generan tensiones residuales:

- Procesos de producción
- Blastinado (*shot peening*)
- Rolado en frío (*cold rolling*)
- Expansión plástica de agujeros
- Tratamientos térmicos
- Ensamblaje de componentes
- Deformación plástica inhomogénea en concentradores de tensión

Pueden encontrarse amplios estudios de los procesos antes mencionados en la bibliografía [5], sin embargo es de particular interés en esta sección del trabajo analizar solo los métodos de rolado en frío y generación de tensiones residuales por deformación plástica inhomogénea en concentradores de tensiones. En el primer caso el interés se debe a que el rolado en frío es utilizado para introducir

tensiones residuales de compresión en las uniones roscadas de hombros -al igual que con el método propio propuesto en la sección siguiente-, por lo tanto es importante estudiar los efectos que pueden lograrse con dicho método. En el segundo caso, es de interés el estudio de la generación de tensiones residuales por deformación plástica inhomogénea en concentradores de tensión, ya que tiene un estrecho vínculo con el método propuesto para generar tensiones residuales de compresión en uniones roscadas de hombros.

•3. 2.2.1 Rolado en frío

Tal como se comentó en el capítulo 2, el rolado en frío de los filetes de la rosca (*cold rolling thread*) es un método ampliamente utilizado en la producción de componentes roscados para tareas de alto desempeño, tales como bulones de alta resistencia utilizados en aplicaciones aeroespaciales [6]. Si bien en la industria de perforación la utilización de la técnica es especificada como opcional en las estandarizaciones más importantes [3], se ha demostrado que su uso logra importantes incrementos en la resistencia a la fatiga de las uniones que pueden alcanzar hasta 1.4 veces respecto de la unión sin tratar [7]. El rolado en frío genera una cierta cantidad de deformación plástica en los valles de la rosca mediante el uso de una matriz diseñada para tal fin (figura 3.2), siendo los parámetros más importantes de la operación la cantidad de pasadas y la fuerza que se ejerce con la matriz en cada pasada. Luego de generada la zona deformada plásticamente, el material circundante que solo se ha deformado elásticamente tiende a relajarse a su volumen inicial, introduciendo las tensiones residuales de compresión en la superficie y subsuperficie del filete de la rosca.

El proceso puede ser aplicado tanto al PIN como al BOX del acople, pero debido a la complicación que supone introducir la matriz de deformación dentro del agujero interno para alcanzar el BOX, los fabricantes suelen rolar solo uniones de gran diámetro (agujero interior mayor a 57.15mm). Además debe contarse con la matriz adecuada dependiendo del tipo de perfil de rosca que se desee rolar.

De acuerdo a ciertos autores [8], el rolado en frío también puede ser utilizado para controlar el tipo de falla de modo de garantizar la filosofía de diseño de falla segura (*fail safe*). Esta teoría se sustenta en el hecho de que tensiones residuales de compresión de magnitud suficiente sobre la superficie del filete de la rosca, producen que si se llegará a generar una fisura, esta será más proclive a crecer en profundidad en lugar de propagarse lateralmente.

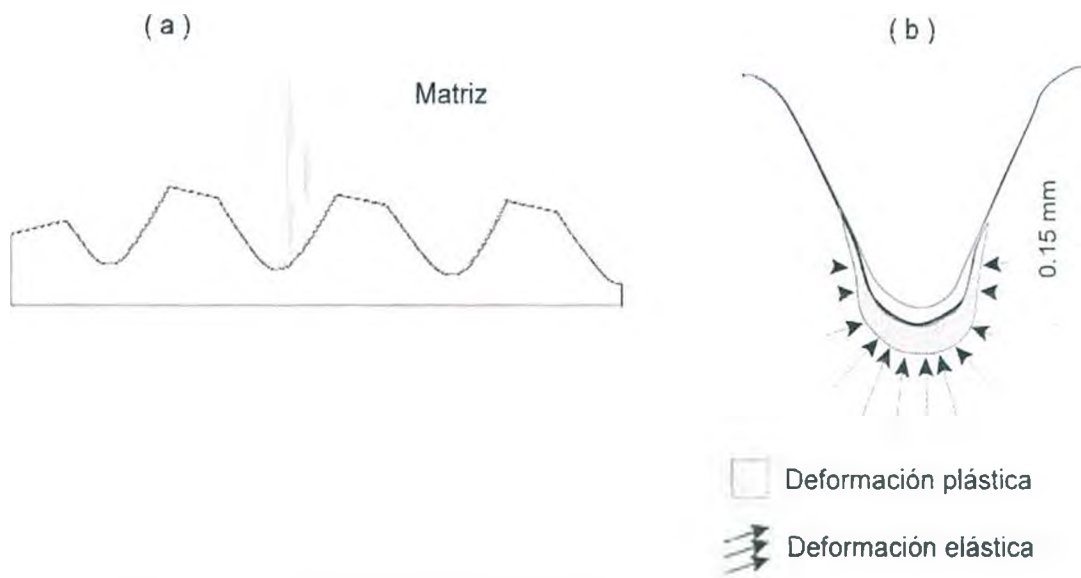


Figura 3.2 - Esquema de matriz de rolado (a), y tensiones residuales introducidas (b).

De este modo es muy probable que la fisura produzca una pinchadura (*twist-off*) antes de crecer lo suficiente alrededor del perfil de la rosca como para generar un colapso por inestabilidad dúctil o colapso plástico (*wash-out*). Se dice que el primer caso corresponde a una falla segura porque la pérdida de presión generada en la sarta de perforación permite inferir que ha ocurrido una rotura y la sarta puede ser retirada para realizar la reparación pertinente; mientras que una rotura tipo *wash-out* implica la separación física de la sarta en dos tramos, lo que conlleva a costosas operaciones de pesca e incluso puede suponer la pérdida del pozo.

•3. 2.2.2 Deformación plástica inhomogenea en concentradores de tensiones

Es ampliamente sabido que en la vecindad de una discontinuidad geométrica ocurre una concentración de tensiones cuya distribución puede ser calculada en muchos casos planteando y resolviendo las ecuaciones de la *teoría de elasticidad* [9]. De este modo, en el ejemplo de la figura 3.3 ocurrirá una distribución de tensiones tal que en la lejanía de la discontinuidad (dada por el agujero) la tensión actuante tiene el mismo valor que habría en ausencia de la discontinuidad, $\sigma_{nominal} = P/A$, mientras que sobre la discontinuidad la tensión alcanza un valor máximo $\sigma_{pico} = Kt*\sigma_{nominal}$ donde Kt es el factor de concentración de tensión para la geometría dada.

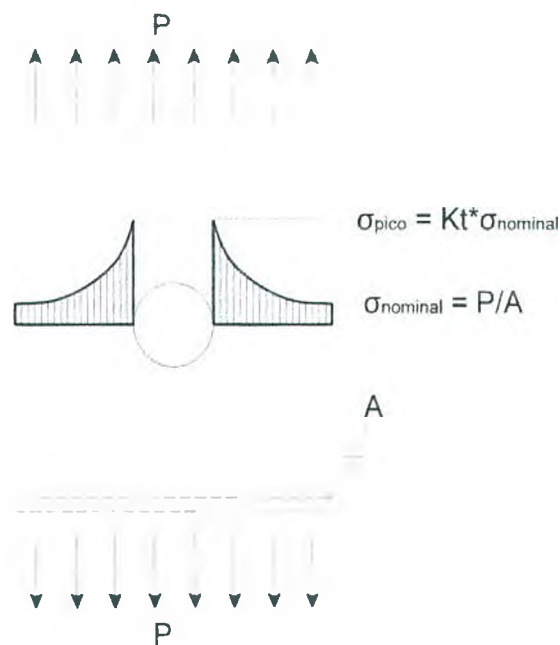


Figura 3.3 - Concentración de tensiones en una discontinuidad geométrica.

El análisis realizado anteriormente es netamente elástico y supone que σ_{pico} es menor que la tensión de fluencia (σ_f) del material. Si la fuerza P fuera de mayor magnitud y σ_{pico} resultase mayor que la tensión de fluencia del material, se tendría la situación esquematizada en la figura 3.4. En este caso, en lugar de alcanzarse la máxima tensión dada por la solución elástica $\sigma'_{pico} = Kt \cdot \sigma_{nominal}$ se tiene que la tensión máxima estará acotada por la tensión de fluencia (σ_f) del material, pudiendo ser un tanto superior a esta si se considera el endurecimiento por deformación. Notese además que se ha generado deformación plástica en la vecindad del concentrador de tensiones (figura 3.4a). Debido a que dicha zona se encuentra rodeada por material que ha experimentado solo deformación elástica, cuando se quita la fuerza externa P , el material deformado elásticamente intentará relajarse a su volumen inicial (ahora ocupado en parte) introduciendo tensiones residuales de compresión en la zona deformada plásticamente, tal como se esquematiza en la figura 3.4b. Este resultado tiene muy importantes implicancias en lo que a diseño efectivo para evitar daño por fatiga se refiere -tal vez no demasiado aprovechadas actualmente- ya que indica que en principio cualquier componente sometido a esfuerzos de fatiga podría someterse a un proceso similar al explicado, con la intención de generar tensiones residuales de compresión en los concentradores de tensiones existentes, siendo éstas las zonas más propensas a sufrir daños por fatiga. Solo debería tenerse la precaución de cerciorarse que la máxima carga de fatiga a la que es expuesto el componente sea menor a la carga P utilizada para generar la zona deformada plásticamente.

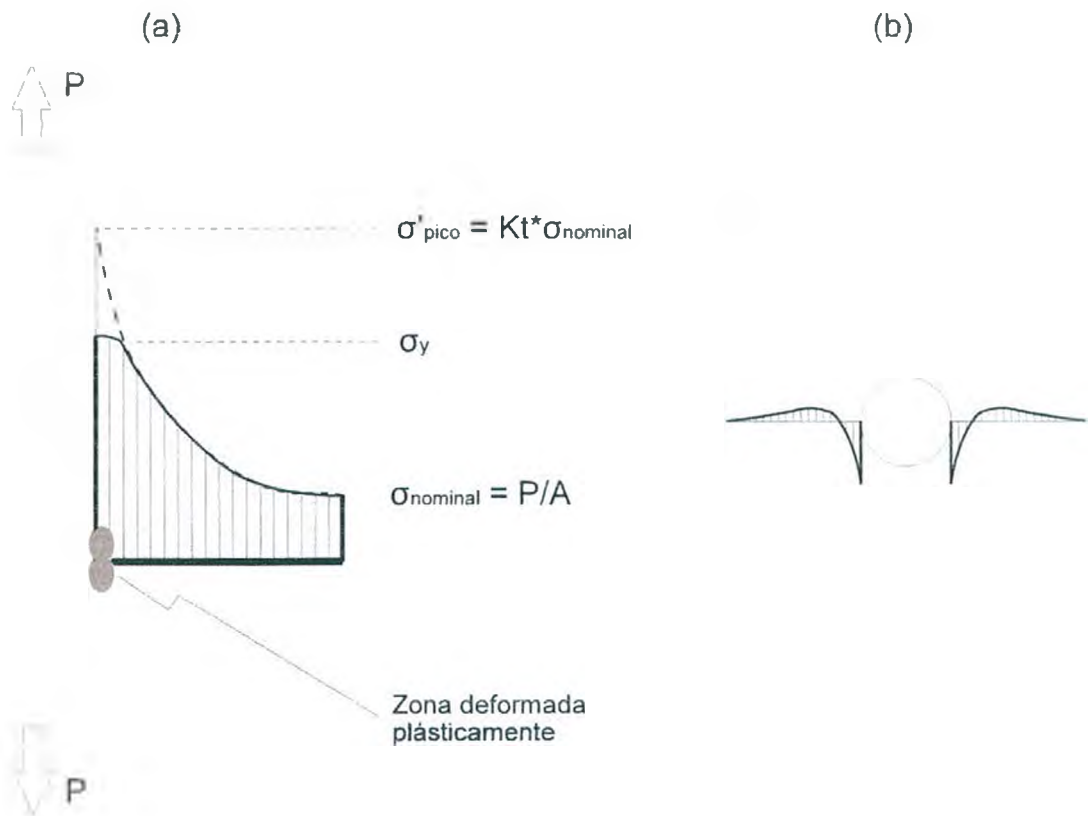


Figura 3.4 - Generación de tensiones residuales de compresión por inhomogeneidad plástica en concentradores de tensiones.

3.2.3 *Relajación de tensiones residuales por fatiga*

Aunque uso de las tensiones residuales de compresión representa una herramienta de gran utilidad a la hora de incrementar la resistencia a la fatiga de componentes sometidos a cargas cíclicas, debe tenerse en cuenta que en ciertos casos los esfuerzos de fatiga pueden disminuir o relajar la magnitud de las tensiones residuales existentes. El proceso responsable de este efecto se relaciona con la redistribución de la red de dislocaciones en el material, aunque aún no es comprendido en su totalidad. La importancia de la relajación de tensiones depende de varios parámetros entre los que se encuentran el tipo de material, las cargas implicadas, las magnitudes de las tensiones residuales previas a los ciclos de fatiga, etc., siendo más relevante cuando el componente se somete a mayores cargas dinámicas [10]. De todos modos debe mencionarse que los beneficios alcanzados mediante la introducción de tensiones residuales de compresión solo se pierden en parte, ya que la relajaciones observadas no suelen ser muy significativas.

3.3 Método propuesto para generar tensiones residuales de compresión en uniones roscadas de hombros

Ya ha sido visto en el capítulo anterior que la distribución de tensiones global en una unión roscada no es uniforme, sino que tiene más bien una distribución asimétrica [11] tal como se muestra en la figura 3.5. Si bien dicha distribución dependerá entre otras cosas de la geometría del perfil de la rosca, su conicidad y los espesores de pared, todas las uniones de hombros simple tendrán la particularidad de que las mayores tensiones de tracción se encontrarán en la zona del último diente hermano del PIN.

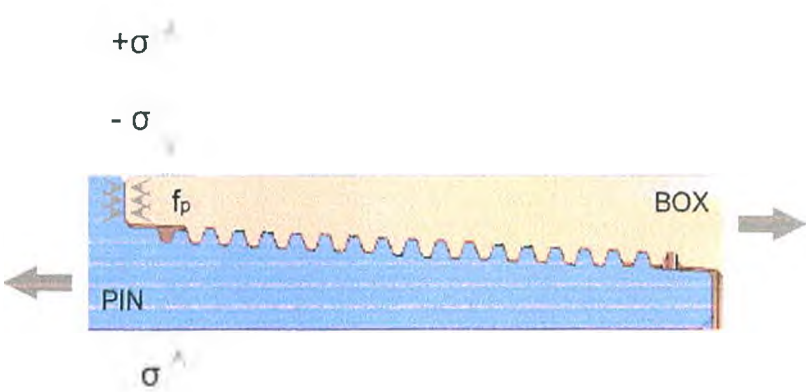


Figura 3.5 - Distribución de tensiones en unión roscada bajo carga axial y con precarga en los hombros.

Además de la distribución de tensiones global, se tiene que los radios de acuerdo que componen los valles de la rosca actúan como concentradores de tensiones, provocando incrementos localizados de tensión que se suman al valor de tensión global. Por otro lado, se ha visto que existe abundante evidencia acerca de la deformación plástica que puede devenir en la zona de máximas tensiones cuando se aplican los torques normalizados para conseguir el sello de la unión [12,13]. En la figura 3.6 se muestra un ejemplo de lo antedicho, indicándose la distribución de tensiones de *Von Mises* calculadas mediante el método de los elementos finitos, donde los tonos de rojo más intensos representan las zonas de mayores tensiones, las cuales acaecen en el valle del último diente hermano del PIN.

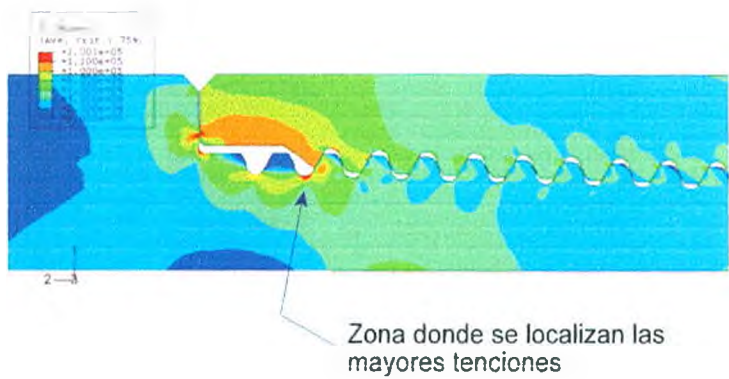


Figura 3.6 - Distribución de tensiones de Von Mises calculadas mediante un análisis por elementos finitos.

Aunque resulta evidente que las altas tensiones involucradas van en detrimento de la resistencia a la fatiga de la unión, una observación interesante es que en principio se podría aprovechar este efecto para favorecer el comportamiento a la fatiga del acople: tal como se esquematiza en la figura 3.7, si se aplica un sobretorque de armado de tal modo de asegurar la generación de una zona deformada plásticamente en pequeña escala, dicha zona estará circundada por un volumen de material deformado elásticamente. Si se reduce el sobretorque aplicado a su valor nominal, el material deformado elásticamente tenderá a relajarse a su volumen inicial introduciendo tensiones de compresión en la zona que otrora había sido deformada plásticamente. De este modo se logran introducir tensiones de compresión en las zonas más propensas a sufrir daño por fatiga, mediante un sencillo método que no requiere otros dispositivos distintos a los necesarios para ajustar la unión, es decir, las llaves hidráulicas de torque [14]. Otra notable ventaja que se logra con el método planteado, es que no hace falta una previa identificación estricta de las zonas donde ocurren las mayores tensiones, ya que el sobretorque genera las deformaciones plásticas en las zonas más comprometidas, cualesquiera sean sus ubicaciones.

Con la intención de maximizar los efectos que podrían obtenerse con la metodología propuesta, sería aconsejable realizar análisis preliminares (experimentales y numéricos) cuales permitan dirimir el sobretorque óptimo sobre el acople que conlleve al más apropiado perfil de tensiones residuales posible; verificándose además que no se comprometa la integridad de los sellos metálicos ni la de ninguna otra parte del acople roscado. Aunque esto último debería ser corroborado, pareciera no ser muy probable que sobretorques moderados produzcan daños en la unión, ya que como se ha mencionado anteriormente, es habitual que se genere deformación plástica en ciertas áreas cuando se aplican los torques nominales que se utilizan normalmente en las maniobras de acople de las uniones roscadas, sin que ello produzca un daño notorio que implique la inoperabilidad del acople.

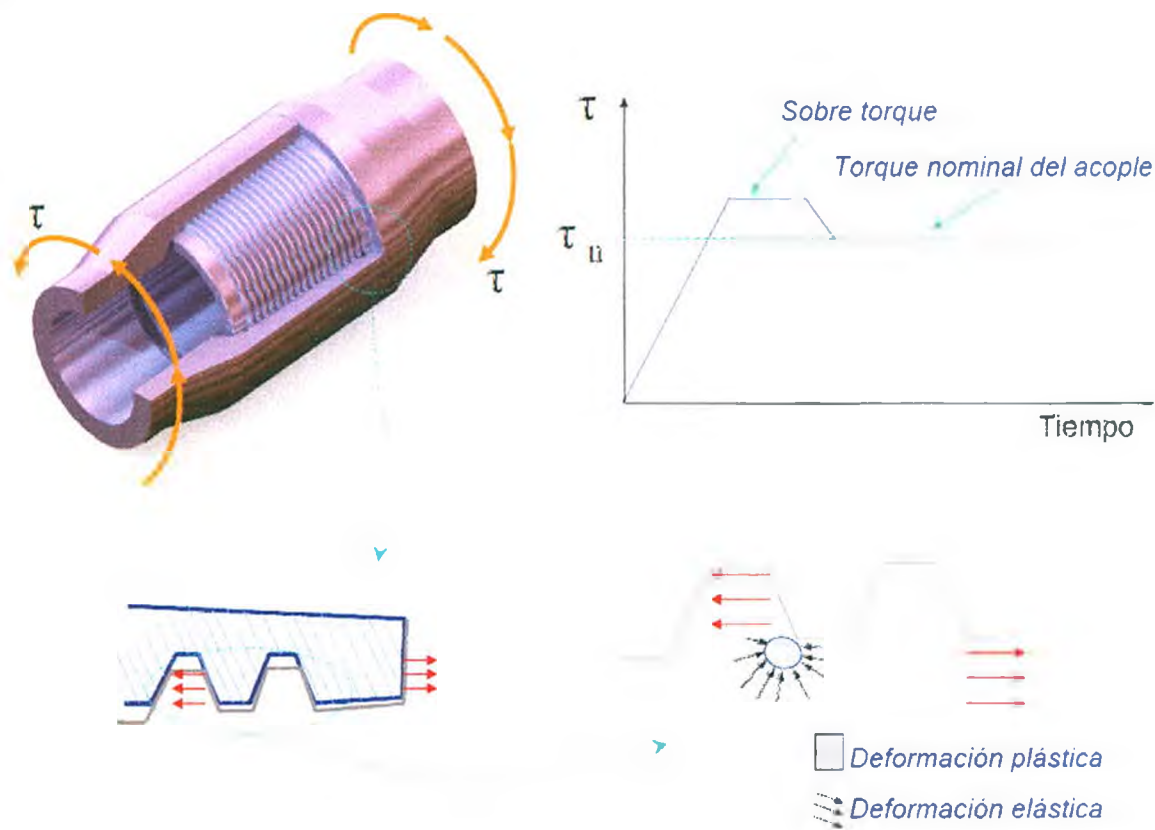


Figura 3.7 - Esquema de generación de tensiones residuales en zonas críticas mediante método de sobretorque.

3.4 Antecedentes

Si bien el método propuesto resulta original ya que no se encuentra en la bibliografía técnicas similares con el fin incrementar la resistencia a la fatiga en componentes roscados, a continuación se verá un par de aplicaciones que utilizan los mismos principios, los cuales tienen por finalidad generar un campo de tensiones residuales en las zonas de mayores tensiones.

3.4.1 Preajuste (presetting) en dientes de engranajes

El primero de ellos es el “preajuste” sobre dientes de engranajes o más bien conocido por su denominación en inglés como *presetting* [15]. Los engranajes son componentes que trabajan básicamente todo el tiempo bajo esfuerzos de fatiga, ya que por cada una de sus vueltas cada diente pasa de un estado de carga nula a un estado de carga no nula correspondiente al instante de hermanado con otro diente del engranaje contiguo. Debido a la configuración de cargas, los radios de acuerdo entre el diente y el valle de cada engranaje son las zonas más propensas a sufrir daños por fatiga.

La técnica de *presetting* tiene por objeto producir tensiones residuales de compresión en dicha zona tal como se muestra en el esquema de la figura 3.8. Al igual que en el método propuesto en el presente capítulo, la intención es generar una zona deformada plásticamente mediante la aplicación de una fuerza P de magnitud suficiente. Al retirar la fuerza P la zona deformada elásticamente genera el campo de tensiones residuales al intentar relajarse a su volumen inicial. Se encuentra en la bibliografía [16,17] que mediante el uso de la técnica de *presetting* pueden conseguirse importantes incrementos en la resistencia a la fatiga de los engranajes.

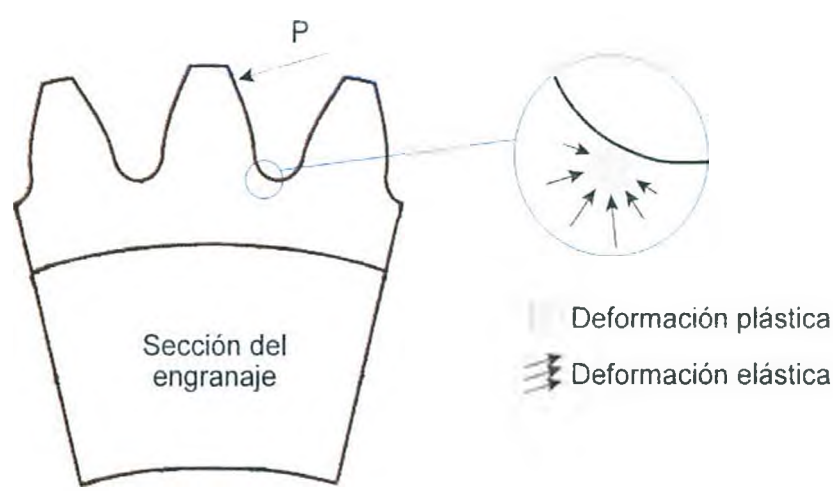


Figura 3.8 - Técnica de preajuste (*presetting*) en engranajes rectos.

Es interesante además analizar las limitaciones que presenta la técnica comentada. En primer lugar es claro ver que el engranaje solo podrá ser utilizado en un único sentido de rotación, ya que la sobrecarga solo puede hacerse efectiva sobre uno de los flancos del diente. Además, las fuerzas involucradas en el funcionamiento normal del engranaje deben ser menores a la carga de *presetting*. Finalmente, se tienen limitaciones sobre la carga máxima de *presetting* que puede utilizarse, la cual está acotada por la distorsión geométrica tolerable en el engranaje.

3.4.2 Prefisuración de probetas utilizadas en ensayos de mecánica de fractura

Existe otra aplicación -menos conocida tal vez- cuya intención también es generar un campo de tensiones residuales en las zonas de mayores esfuerzos. En los ensayos normalizados de mecánica de fractura, las probetas deben poseer una entalla o fisura lo suficientemente aguda como para que el parámetro de tenacidad que se pretende medir sea independiente de la magnitud del radio de la punta de la fisura [18]. Con la intención de lograr dichas características, las estandarizaciones más importantes [19,20] indican construir primeramente una entalla mecánica con punta aguda, a partir de la cual debe hacerse crecer una fisura por fatiga. Además, para procurar que en la punta de la fisura

no se generen deformaciones plásticas importantes que podrían distorsionar los resultados del ensayo. se limita la carga máxima del ciclo de fatiga con el cual se hace crecer la fisura. En la figura 3.9 se muestra un esquema de dos tipos de probetas normalizadas y una máquina de leva rotante construida en el Laboratorio de Propiedades Mecánicas de la Universidad Nacional del Comahue, diseñada para generar las fisuras por fatiga.

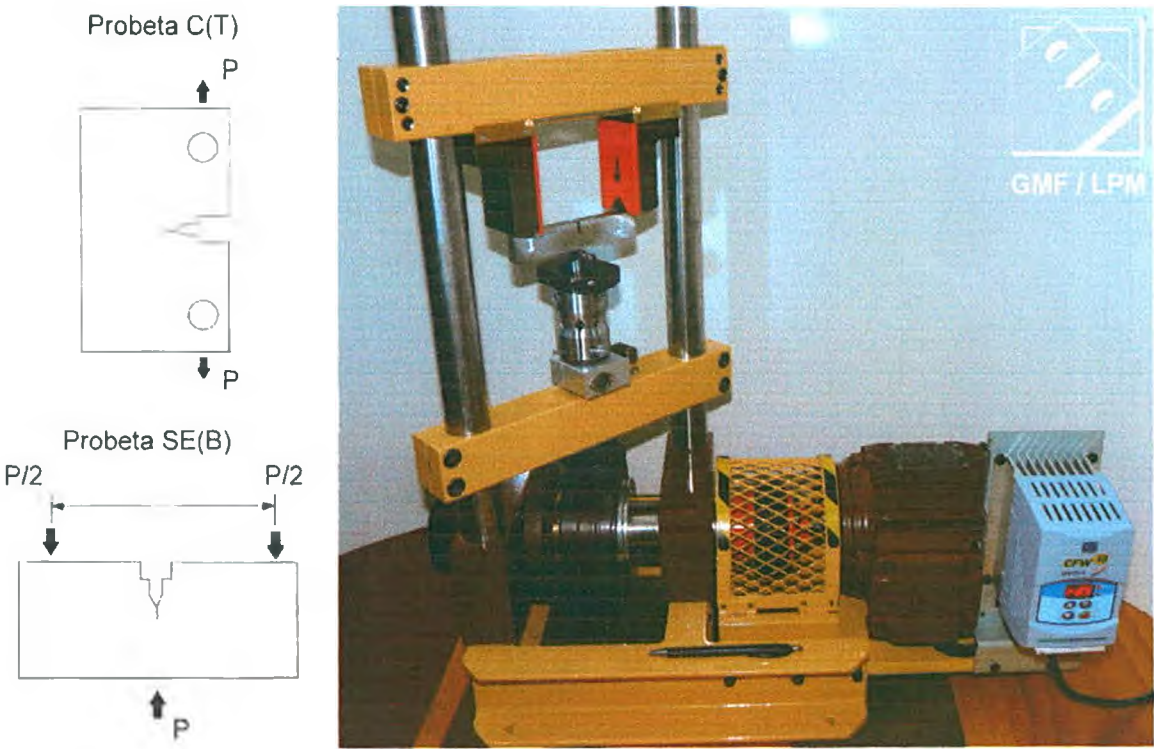


Figura 3.9 - Esquema de probetas de mecánica de fractura y máquina de prefisuración de leva rotante construida en el LPM / UNComa.

Debido a la limitación en la carga máxima del ciclo de fatiga que puede utilizarse, surge en ciertas ocasiones que es bastante tedioso lograr hacer crecer la fisura por fatiga, sobre todo en materiales muy tenaces donde la etapa de nucleación de fisura demanda un largo tiempo. Con la intención de acotar dichas esperas, una técnica usualmente utilizada es la de someter a la probeta a un par de ciclos inversos a los normales de carga. Está metodología no se encuentra estandarizada, sino que tiene más bien que ver con el conocimiento práctico o *know-how* típicos de un laboratorio donde se desarrollan ensayos de mecánica de fractura. Como se esquematiza en la figura 3.10, la intención es producir esfuerzos de compresión lo suficientemente altos como para generar una zona deformada plásticamente en la vecindad de la punta de la fisura. Al quitar la carga aplicada, la zona circundante deformada elásticamente tenderá a relajarse a su volumen inicial introduciendo tensiones de tracción en la zona deformada plásticamente, que facilitan luego la nucleación de fisuras por fatiga. Como puede verse, el proceso es muy similar al planteado para aumentar la resistencia a la fatiga de

uniones roscadas, pero con intenciones opuestas.

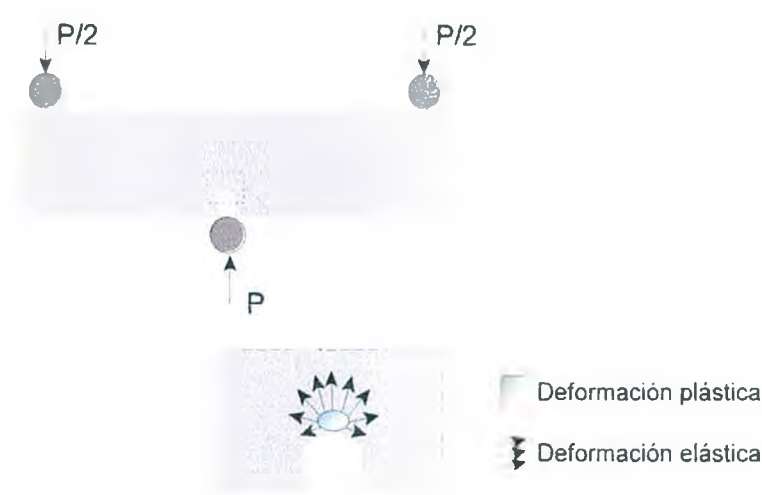


Figura 3.10 - Ciclo inverso de carga sobre probetas de mecánica de fractura para facilitar el crecimiento de fisuras por fatiga.

Debe aclararse además, que el proceso no influye los resultados del parámetro de fractura que se obtendrá luego durante el ensayo de la probeta, ya a que solo tiene como fin facilitar el comienzo del crecimiento de fisura. Esto se debe a que la zona deformada es muy pequeña en comparación con la longitud final que alcanza la fisura una vez crecida por fatiga, por lo que la punta de la misma queda muy lejos de la zona afectada por las deformaciones, y estas ya no tiene influencia alguna.

3.5 Comentarios finales del capítulo

En el presente capítulo se ha presentado el tema de estudio principal de la tesis, el cual se enfoca a lograr incrementar la resistencia a la fatiga de uniones roscadas de hombros mediante un innovador método que tiene por finalidad introducir tensiones residuales de compresión en las zonas más solicitadas del acople. Dicho método tiene como característica trascendental que no incrementa el costo de la unión roscada ya que no requiere de operaciones extras durante la fabricación del PIN y el BOX (como podría ser el caso del rolado en frío) y podría ser incluso aplicado en campo.

Aunque el método propuesto resulta sumamente innovador, ya que no se ha utilizado nada similar en lo que a estas uniones roscadas se refiere, se ha visto que se fundamenta en una sólida base teórica, y que incluso existen ciertas aplicaciones que utilizan los mismos principios.

En los capítulos siguientes se verá el enfoque experimental utilizado para poner a prueba las hipótesis del método planteado y analizar los resultados obtenibles.

3.6 Bibliografía

- [1] J. Wheeler et al. (Eds.) (1982) Residual stress effects in fatigue. ASTM STP 776. *ASTM International*, West Conshohocken, PA. (Libro)

- [2] J. Bunch and M. Mitchell (Eds.) (2007) Residual stress effects on fatigue and fracture testing and incorporation of results into design. ASTM STP 1947, *ASTM International*, West Conshohocken, PA. (Libro)

- [3] M. Knight, F. Brennan, W. Dover (2005) Fatigue life improvement of threaded connections by cold rolling. *The journal of strain analysis for engineering design*. **V4**pp83-93.

- [4] J. Schijve (2009) Fatigue of structures and materials, 2nd Ed. Chapter 4, Residual stress. *Kluwer Academic Publisher*. (Libro)

- [5] G. Totten, M. Howes, T. Inoue (Eds.) (2002) Handbook of residual stress and deformation of steel. *ASM*, Materials Park, Ohio. (Libro)

- [6] P. Toor P. J. Barron Eds. (2007) Structural integrity of fasteners. ASTM STP 1487, *ASTM International*, West Conshohocken, PA. (Libro)

- [7] O. Vaisberg et al. (2002) Fatigue of drillstring: state of the art. *Oil & gas science and technology*, **V57**(1)pp7-37.

- [8] M. Knight, F. Brennan, W. Dover (2003) Controlled failure design of drillstring threaded connections. *Fatigue and fracture of engineering materials and structures*, **V26**pp1081-1090.

- [9] H. Neuber (1937) Theory of notch stresses. Translation: *Springer, Berlin*, J. Edwards, A. Arbor, Michigan (1946).

- [10] W. Zhuang, G. Halford (2001) Investigation of residual stress relaxation under cyclic load. *International journal of fatigue*, **V23**ppS31-S37.

- [11] J. Goodier, N. Ithaca (1940) The distribution of load on the threads of screws. *Journal of Applied mechanics*, Trans. of the ASME, **V62**ppA10-A16.

- [12] G. Yuan (2003) Stress distribution of oil tubing thread connection during make and break process. *Engineering failure analysis*, V11pp537-545.
- [13] G. Yuan (2006) Numerical and experimental distribution of temperature and stress field in API round thread connection. *Engineering failure analysis*, V13pp1275-1284.
- [14] Running manual - make up acceptance criteria (2010) Tenaris connections (*Brochure product*, <http://www.tenaris.com/en/MediaAndPublications/BrochuresAndCatalogs/PremiumConnections.aspx>)
- [15] D. Moore (1997) Presetting for improving spur gear teeth bending fatigue life. MS Thesis, *Mississippi State University*, United States of America.
- [16] J. Woods, S. Daniewicz, R. Nellums (1999) Increasing the bending fatigue strength of carburized spur gear teeth by presetting. *International journal of fatigue*, V21pp549-556.
- [17] S. Daniewicz, D. Moore (1998) Increasing the bending fatigue resistance of spur gear teeth using a presetting process. *International journal of fatigue*, V20(7)pp537-542.
- [18] J. Perez Ipiña (2004) *Mecánica de fractura*. Editorial Alsina, 1ª ed. Buenos Aires, Arg. (*Libro*)
- [19] ASTM E1820 (2008) Standard test method for measurement of fracture toughness. *ASTM International*, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States.
- [20] BS 7448 Part IV (1997) Fracture mechanics toughness test. *British Standard Internacional*, 389 Chiswick high road, London W4 4AL.

4 Introducción de tensiones residuales en probetas extraídas de componentes roscados y estimación de su efecto sobre el comportamiento a la fatiga.

4.1 Introducción

Se plantea como objetivo desarrollar un arreglo experimental con motivo de poner a prueba las hipótesis planteadas en el capítulo 3 acerca de la influencia de las tensiones residuales sobre el comportamiento a la fatiga. Tal como se comentó en el capítulo 2 (*punto 2.6.3*), surge el hecho de que no existen en la actualidad métodos estandarizados para realizar ensayos de fatiga sobre componentes roscados pertenecientes a herramientas de perforación utilizados en la industria de extracción de hidrocarburos. Si bien puede presumirse de la bibliografía que uno de los métodos preferidos es el de ensayo de componentes a plena escala, mediante un esquema de flexión rotativa con carga en 4 puntos [1, 2], este tipo de experimentación presenta algunas desventajas tales como la baja frecuencia en la velocidad de ensayos (de 4hz a 6hz) que lo convierten en un método poco atractivo si se desea efectuar un número importante de ensayos que posibilite realizar estimaciones estadísticas. Además, implica un alto costo debido al dispositivo experimental requerido. Otras alternativas, como la del sistema resonante descrito en [3] son capaces de proveer mayores velocidades de ensayos, sin embargo, el dispositivo de carga es igualmente costoso y debe ser puesto a punto cuidadosamente.

Por las dificultades expuestas, se adoptó como primera aproximación un método de ensayo que utiliza probetas que son extraídas de la sección roscada del acople (figura 4.1). Si bien esta metodología no permite cuantificar el comportamiento a la fatiga de la unión como un conjunto estructural, posibilita realizar valiosos análisis para diversas condiciones de ensayo tales como la inclusión de tensiones residuales, teniendo además en consideración (aunque parcialmente) los efectos inherentes a la geometría y terminación superficial de los filetes de la rosca.

Tanto para introducir las tensiones residuales, como para realizar los ensayos de fatiga sobre las probetas, se decidió emplear una disposición de carga de flexión en tres puntos. La finalidad de los

ensayos fue determinar la influencia de las tensiones residuales sobre el tiempo de nucleación de fisuras en las probetas durante los ensayos de fatiga.

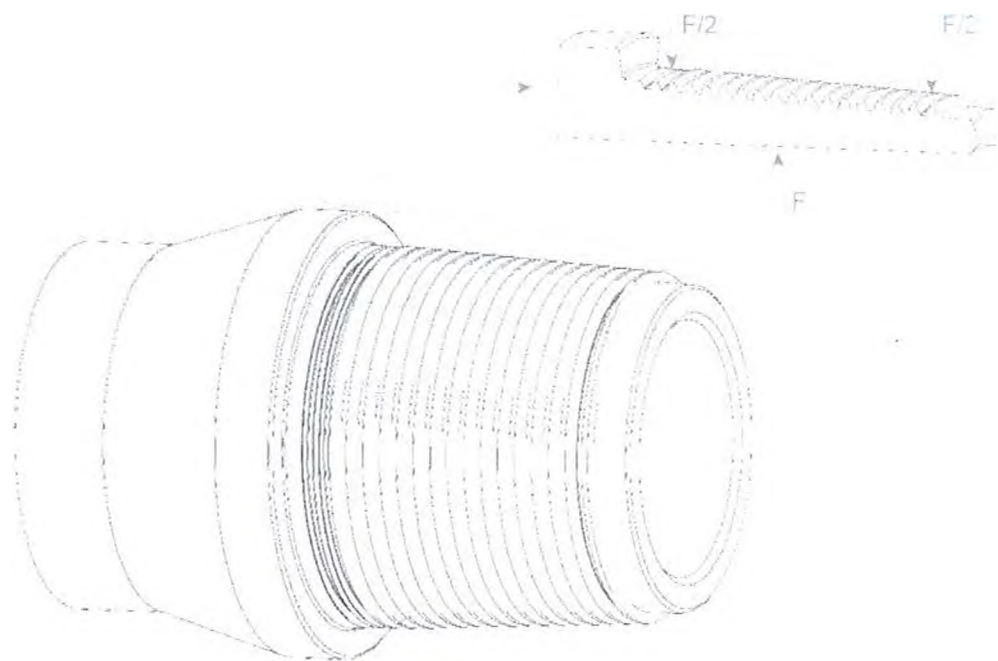


Figura 4.1 - Esquema de extracción de probetas.

4.2 Descripción del diseño experimental

Figurese una probeta extraída de una unión roscada cuyo perfil sea como el esquematizado en la figura 4.2 y su comportamiento como el de una viga esbelta (*Euler - Bernoulli*). Si se aplica sobre la probeta una carga lo suficientemente alta, mediante flexión en tres puntos, se producirá una cierta cantidad de deformación plástica en las zonas donde la tensión efectiva es mayor (raíz entre los dientes más solicitados) rodeada de una zona deformada elásticamente. Al retirar la carga, la zona deformada elásticamente tenderá a relajarse a su volumen inicial produciendo tensiones de compresión sobre la zona central deformada plásticamente. El estado final luego de quitar la carga corresponderá a campos autoequilibrados con tensiones residuales de compresión en la zona donde actuaron las tensiones de tracción más altas y produjeron deformación plástica.

El diseño experimental propuesto consiste en generar tensiones residuales mediante el método explicado y luego someter las probetas a cargas cíclicas de fatiga para evaluar la influencia de las mismas. La figura 4.3 esquematiza la secuencia de aplicación de cargas que se pretende aplicar sobre las probetas. De este modo, pueden obtenerse curvas *S-N* (tensión amplitud vs. cantidad de ciclos) para evaluar la influencia de las tensiones residuales sobre el comportamiento a la fatiga de la probeta.

Tal como se muestra en la figura 4.3, se decidió realizar todo los ensayos de fatiga empleando una relación de cargas cercanas a $R = 0$, por lo que solo es necesario controlar dos parámetros para definir las diversas condiciones de ensayo: la sobrecarga inicial (estática) utilizada para generar el campo de tensiones residuales y la amplitud del ciclo de carga en el ensayo de fatiga.

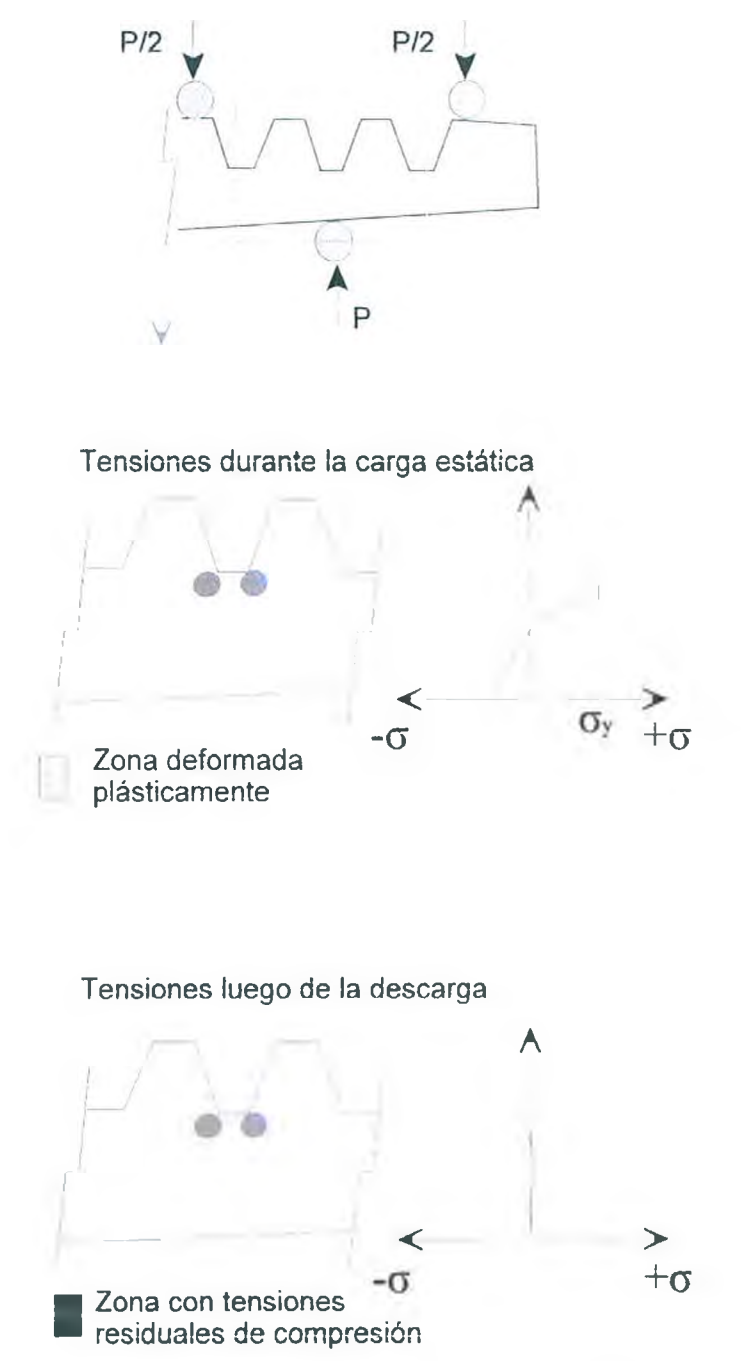


Figura 4.2 - Representación esquemática de la generación de tensiones residuales sobre la probeta



Figura 4.3 - Esquema de carga aplicado sobre las probetas.

4.3 Estimación de las cargas actuantes

Debido a la complejidad que supone determinar en forma exhaustiva el campo de tensiones actuante en la probeta (en particular en la zona donde se generan las tensiones residuales), se refirieron los parámetros de ensayo a una carga teórica cuyo cálculo es más sencillo de obtener. Luego, para lograr una aproximación mas cercana a la tensión real actuante, se estimó mediante el método de los elementos finitos el factor de concentración de tensiones en las zonas de interés. A continuación se muestra la metodología empleada para estimar lo antes comentado.

4.3.1 Carga teórica de referencia

La carga de referencia utilizada en los ensayos es equivalente a la carga necesaria para alcanzar la fluencia en la fibra externa aplicada a una viga simplemente apoyada con carga en el centro. El modelo simplificado supone la probeta como una viga de sección constante de espesor “*c*”, ancho “*b*” y longitud “*L*”, tal como se indica en la figura 4.4.

La tensión máxima generada, que actúa en la superficie inferior sobre la recta de aplicación de la carga (punto “*A*” de la figura 4.4), se calcula bajo hipótesis de comportamiento lineal elástico y sin tener en cuenta el efecto de concentración de tensiones provocado por los radios de acuerdo en el valle de los filetes de la rosca.



Figura 4.4 - Esquema de viga simplemente apoyada empleado en el modelo.

En la figura 4.5 se muestra la distribución de momentos flectores y esfuerzos de corte correspondientes al modelo en estudio. En la figura 4.6 se muestran las distribuciones de tensiones normales y de corte a través de la sección de la viga, las cuales pueden calcularse como:

$$\sigma_y^A = \frac{M(x)C}{I} = \frac{\frac{1}{4}FL\frac{e}{2}}{\frac{Be^3}{12}} = \frac{3}{2} \frac{FL}{Be^2} \quad \text{ec.(4.1)}$$

$$\tau_{yz}^A = 0 \quad \text{ec.(4.2)}$$

Para obtener la tensión efectiva en la zona de interés debe aplicarse algún criterio de fluencia. En particular para nuestro estudio se adoptó el criterio de fluencia de *Von Mises*, obteniéndose en el punto “A” de la figura 4.4:

$$\bar{\sigma}^A = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[\left(\sigma_x - \sigma_y \right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z \right)^2 + \left(\sigma_z - \sigma_x \right)^2 + 6 \left(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

Quitando de la ec.(4.3) los términos nulos, se obtiene la tensión efectiva, que para las hipótesis teóricas planteadas es igual a la máxima tensión de tracción sobre la superficie debida al momento flector.

$$\bar{\sigma}^A = \frac{3}{2} \frac{FL}{be^2} \quad \text{ec.(4.4)}$$

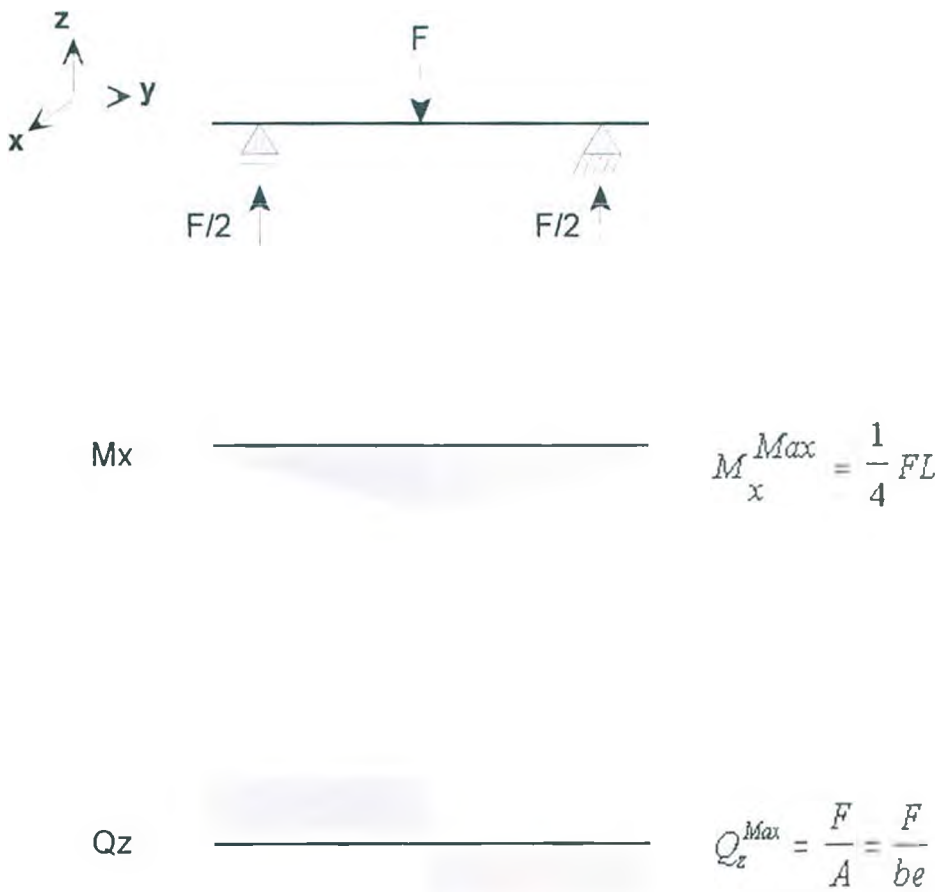


Figura 4.5 - Diagrama de momento flector y corte

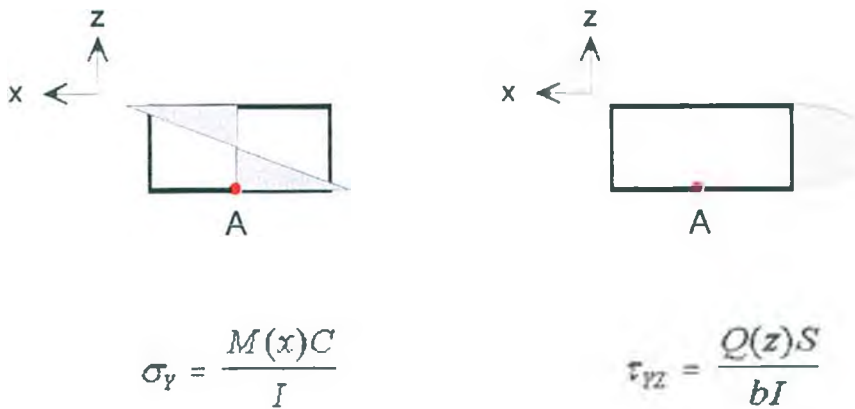


Figura 4.6 - Distribución de tensiones normales y de corte a través de la sección transversal.

A partir de la ec.(4.4) pueden determinarse la carga (ec.(4.5)) y el desplazamiento (ec.(4.6)) que son necesarios aplicar para producir la tensión efectiva deseada:

$$F = \frac{2}{3} \left(\frac{b \cdot e^2}{L} \right) \sigma \qquad \text{ec.(4.5)}$$

$$f = \frac{FL^3}{48EI} = \frac{1}{6} \frac{L^2}{eE} \sigma \qquad \text{ec.(4.6)}$$

De este modo, teniendo determinada la tensión efectiva que se desea aplicar, a partir de la ec.(4.5) se obtiene la carga que es necesario imponer si se utilizara una máquina de ensayos con control de carga; mientras que la ec.(4.6) indica el desplazamiento que debe ajustarse si pretende utilizarse una máquina de ensayos con control de desplazamiento.

4.3.2 Estimación del efecto de los concentradores de tensión

Si bien el cálculo teórico expuesto en el punto anterior permite hallar una tensión que puede emplearse como parámetro de referencia en los ensayos, no permite evaluar los valores reales de las tensiones máximas generadas debido al efecto que producen los concentradores de tensión, en particular los radios de acuerdo en los valles de la rosca. Es preciso poder estimar el efecto de dichos concentradores de tensión, ya que ello permite seleccionar la carga adecuada que debe aplicarse a la probeta para generar el campo de tensiones residuales buscado (esto es, una carga tal que genere una deformación plástica localizada de reducido tamaño).

Para estimar el valor de los concentradores de tensión se optó por utilizar el método de análisis por elementos finitos (AEF), siendo los principales parámetros del mismo, los mostrados en la tabla 4.I.

Tabla 4.I - Principales parámetros utilizados en el AEF

Tipo de Análisis :	Estático
Comportamiento del Material :	Lineal elástico
Tipo de elemento :	Tetraédrico sólido
Interpolación :	Caudrática
Tamaño promedio del elemento :	1 mm *
Cantidad promedio de elementos :	60000 a 350000

* En las zonas de los concentradores de tensón el tamaño de los elementos es mucho mas pequeño (de uno a dos ordenes de magnitud menor)

Mediante el AEF se evalúan, para una determinada carga, las tensiones que se producen en los concentradores de tensión y luego se las comparan con las tensiones teóricas calculadas como se indica en el punto anterior.

Para implementar el análisis por elementos finitos debe realizarse un modelo o dibujo de la geometría que se pretende analizar. Mientras más se asemeje dicho modelo a la geometría real, más fehacientes serán los resultados del AEF. Debido a la carencia de los planos de algunas de las uniones roscadas ensayadas, se remedaron sus geometrías utilizando imágenes de alta resolución junto a un posterior análisis por software. En la figura 4.7 se muestra la determinación del radio de acuerdo en el valle de uno de los tipos de rosca ensayados.

Una vez dibujadas las geometrías de los componentes a ensayar, el siguiente paso es definir las condiciones de borde que deben aplicarse en el modelo. La ubicación de las restricciones (apoyos) y de la carga se definió de acuerdo al esquema de apoyos y carga que permite la máquina de ensayos real. El mismo puede observarse en la figura 4.8, donde las flechas verdes representan las restricciones y las flechas rosas corresponden a la carga utilizada en el modelo. Para optimizar el AEF, en lugar de utilizarse las condiciones de borde mostradas en la figura 4.8, se modeló un cuarto de la probeta (figura 4.9), imponiendo las siguientes condiciones de borde:

i Restricción planar en los planos de corte que se utilizan para delimitar el cuarto de probeta (impide la rotación de la probeta respecto al punto de apoyo central).

ii_ Restricción fija en la arista inferior del plano medio transversal a al probeta (impide la traslación de la probeta).

iii_ Debido a que se modela un cuarto de probeta, la carga impuesta en el modelo es un cuarto de la carga real.

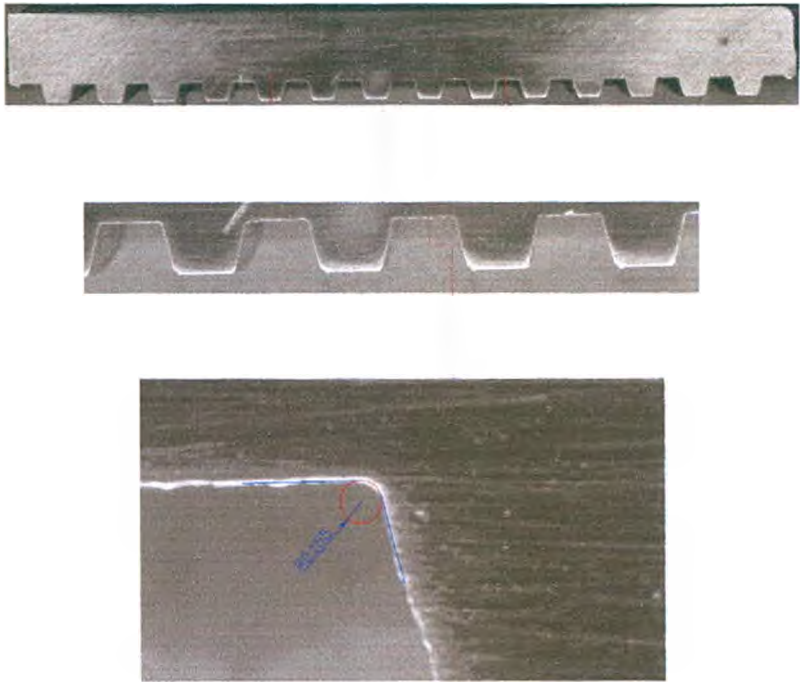


Figura 4.7 - Obtención de la geometría del radio de acuerdo en el valle del diente.

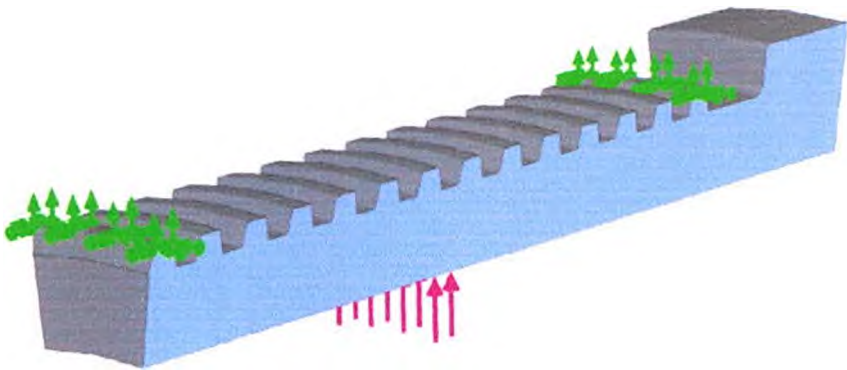


Figura 4.8 - Modelo de probeta entera con carga en el centro y apoyos en los extremos.

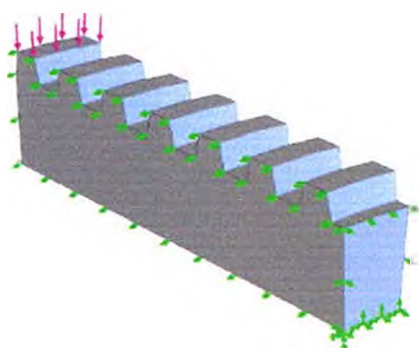


Figura 4.9 - Modelo de un cuarto de probeta con apoyo en el centro y carga en el extremo.

Habiéndose establecido las condiciones de borde, es necesario crear una malla de elementos en los cuales se calcularán las tensiones actuantes. Para el caso particular en estudio, la malla debe ser lo suficientemente densa en las zonas de interés (concentradores de tensiones) para poder obtener una solución fiable. En la figura 4.10 se muestra la variación de resultados obtenidos en el AEF a medida que se refina la malla en la zona de interés. En la figura 4.11 puede observarse la densidad de elementos de la malla correspondiente al modelado de una de las geometrías.

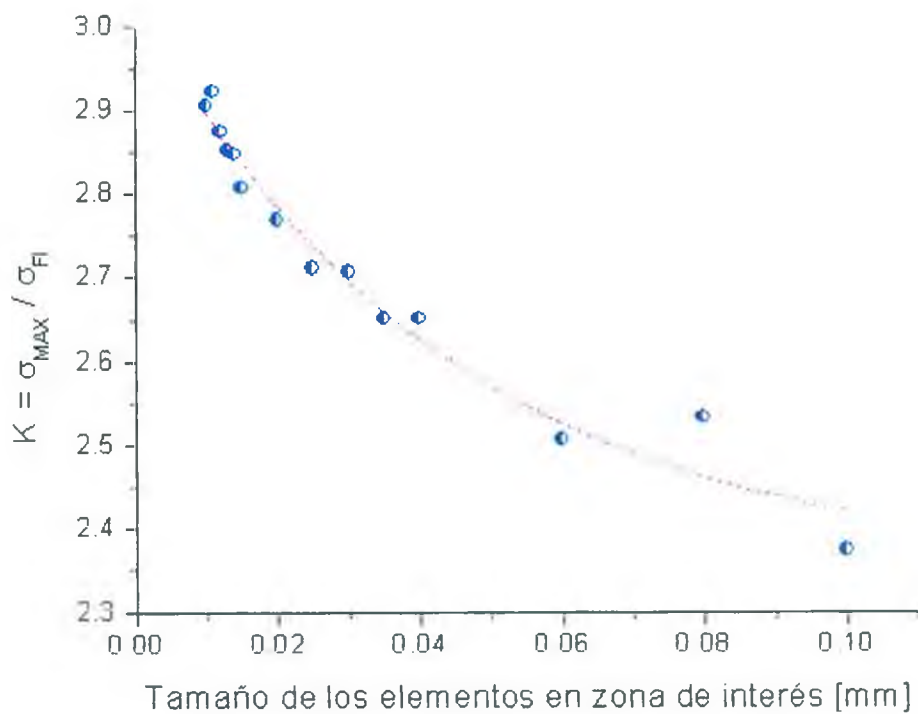


Figura 4.10 - Variación del factor de concentración de tensiones respecto al tamaño de la malla.

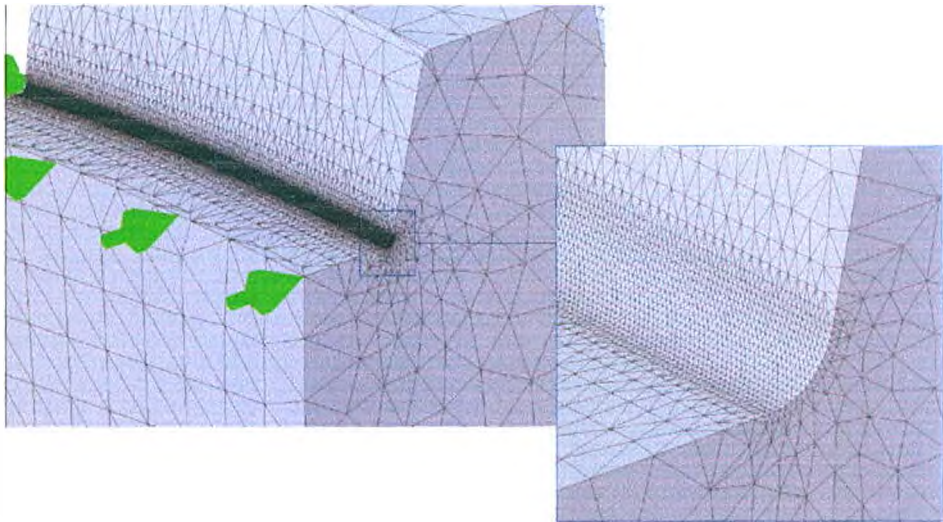


Figura 4.11- Detalle del refinamiento de la malla en la zona de interés.

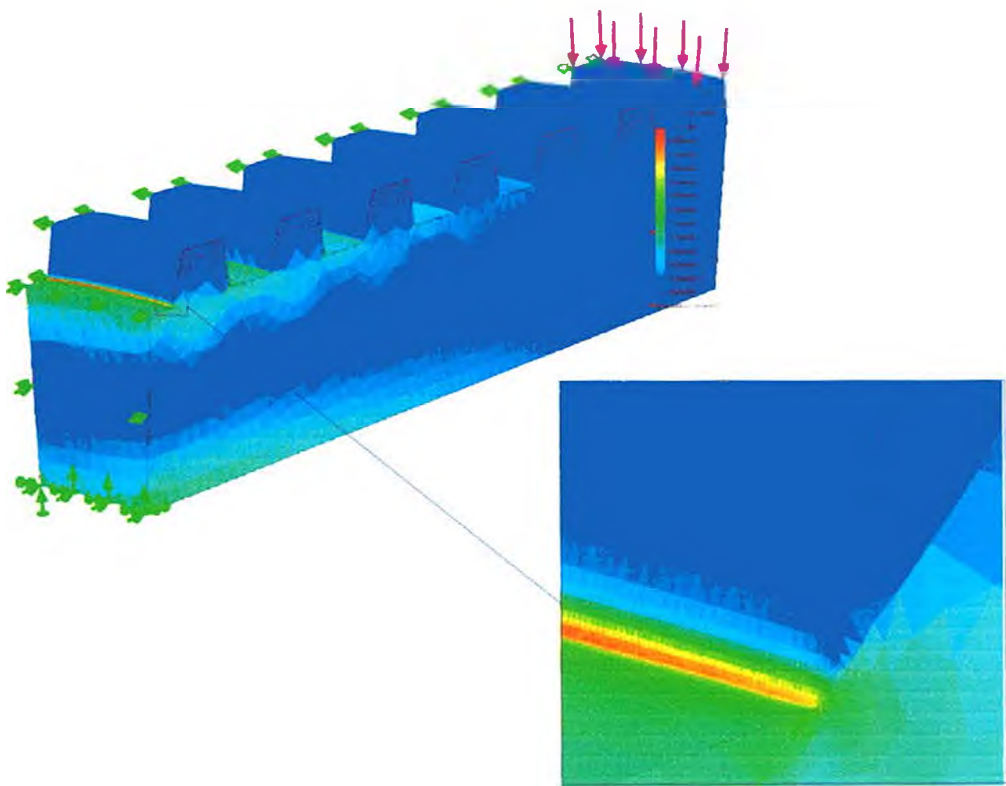


Figura 4.12-Representación de las tensiones de Von Mises obtenidas con el AEF. El color rojo intenso representa las zonas donde las tensiones son más altas.

En la figura 4.12 se presenta el resultado del análisis para uno de los componentes modelados, donde se gráfica mediante una escala de colores la primera (máxima) tensión principal en cada elemento. Las zonas de color rojo intenso representan los sitios donde se generan las mayores

tensiones que, como puede verse, se manifiestan en un área muy localizada. Como se comentó previamente el valor obtenido depende de la densidad de la malla utilizada, pero debido a razones de capacidad de cálculo, el tamaño mínimo que puede darse a los elementos en la zona de interés está limitado. En el presente trabajo se consideró como valor apropiado, el correspondiente a la extrapolación de la curva mostrada en la figura 4.10 para un tamaño de elemento igual a cero.

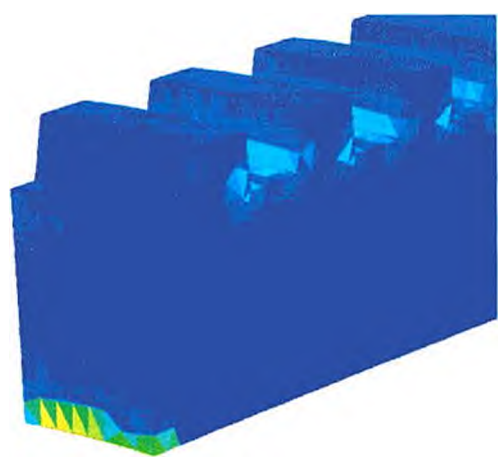


Figura 4.13- Representación gráfica del cálculo de la normal de energía sobre cada elemento.

4.4 Desarrollo experimental

Como se comentó previamente, se plantea utilizar tanto para la aplicación de la carga estática como para llevar adelante los ensayos de fatiga, un esquema de flexión con carga en tres puntos. Esta disposición permite alcanzar las tensiones necesarias con la capacidad de las máquinas de ensayo disponibles. A continuación se describirán las características de las probetas empleadas y las máquinas de ensayo utilizadas.

4.4.1 Probetas

Las probetas ensayadas fueron construidas mediante corte con fresadora a partir de conexiones tanto nuevas como usadas. Dichas conexiones pertenecen a componentes de motores de fondo y fueron provistas por la empresa San Antonio Internacional. En la tabla 4.II se muestran las características principales de las uniones empleadas y en la figura 4.14 se muestra una imagen de probetas pertenecientes a cada uno de los tipos de conexiones empleadas.

Tabla 4.II - Características de las uniones roscadas empleadas

Denominación comercial	Componente	Paso (hilos x pulgada)	Diámetro Interno (mm)	Diámetro externo (mm)	Ángulo del cono (taper)	Condición
Stub ACME	PIN	3	125	146.5	0	Usado
Stub ACME	BOX	3	140	170	0	Usado
DS 216 (A)	PIN	4	143	156	1" TPF	Nuevo
DS 216 (B)	PIN	4	140	156	1" TPF	Nuevo

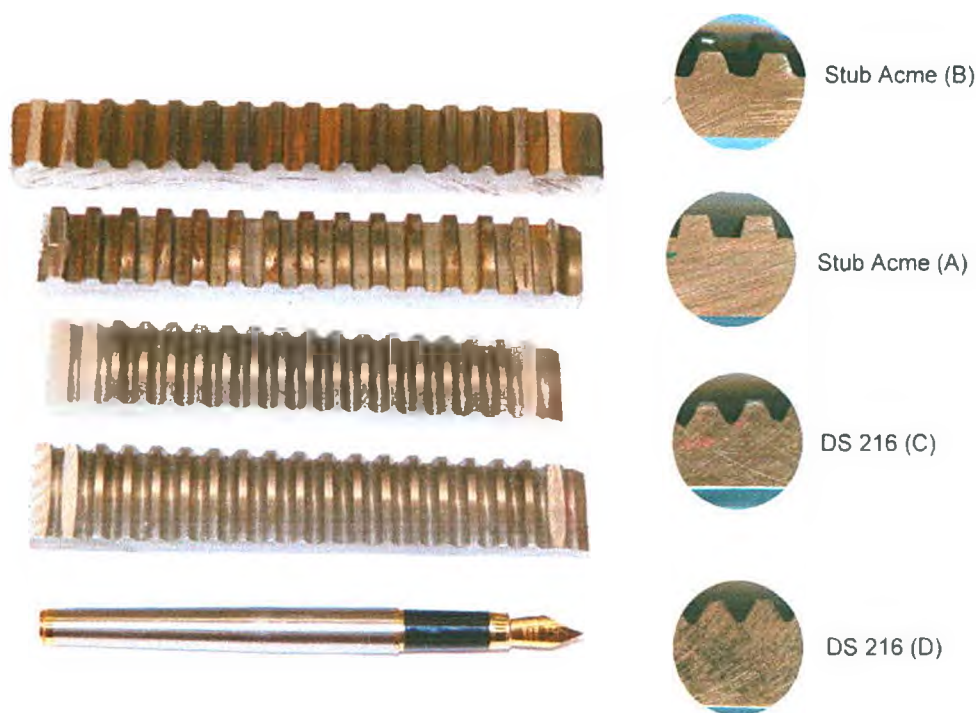


Figura 4.14 - Probetas pertenecientes a cada uno de los tipos de conexión empleada.

4.4.2 Material

Para poder realizar los diversos análisis teóricos que permiten optimizar los ensayos, se determinó la tensión de fluencia y tensión de rotura de los materiales empleados. Para ello se extrajo de las diversas uniones probetas normalizada de tamaño *subsize* (figura 4.15) y se realizaron los ensayos de tracción de acuerdo a la norma ASTM E08M (01). Además de las mencionadas propiedades mecánicas, se determinó para cada tipo de rosca la carga necesaria para alcanzar un estado donde comienza a ser notoria la fluencia de las fibras más exteriores en la disposición de carga de flexión en tres puntos. Dicha carga, denominada P_f , es dependiente de las particularidades geométricas de las probetas correspondientes a cada tipo de unión, y es de gran utilidad como parámetro de normalización, de modo de poder comparar resultados pertenecientes a los distintos tipos de geometrías y materiales. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 4.III. En la figura

4.16 se expone el gráfico “carga - desplazamiento de la línea de carga” de una de las probetas ensayadas. En la misma se consideró como criterio para la determinación de P_Y un apartamiento de 2% respecto a la línea de carga.

Tabla 4.III - Tensiones de fluencia y rotura de los materiales ensayados

	STUB ACME PIN	STUB ACME BOX	DS 216 (A)	DS 216 (B)
σ_Y [MPa]	1010	1015	1070	1065
σ_{UTS} [MPa]	1040	1057	1118	1120
P_Y [kN]	13	6	7.5	12

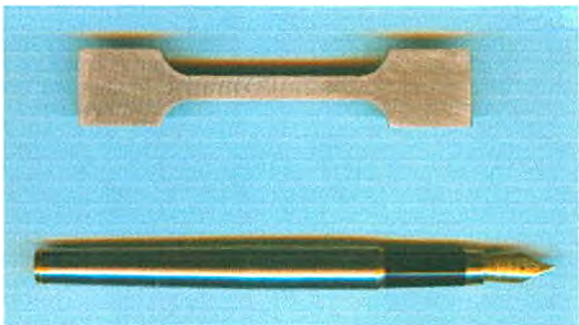


Figura 4.15- Probetas de tamaño sub-size de acuerdo a ASTM E08 (01).

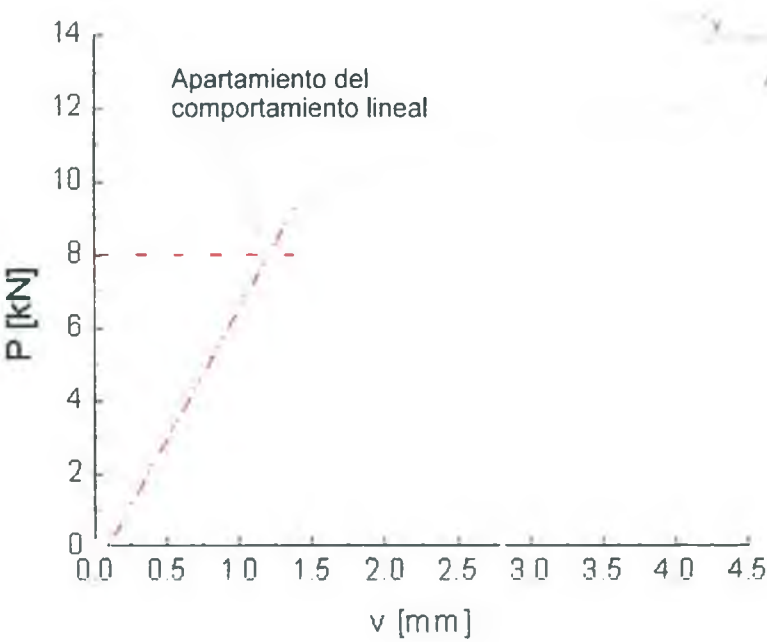


Figura 4.16- Determinación de la carga de fluencia P_Y .

4.4.3 Factor de concentración de tensiones

El valor del factor de concentración de tensiones K_t , se establece para cada geometría en particular como la relación entre el valor máximo de tensión obtenido en el análisis por elementos finitos, y la tensión calculada en forma teórica como se indica en el punto 4.3.1. Los resultados se enseñan en la tabla 4.IV.

Tabla 4.IV - Valores de los factores de concentración de tensiones K_t

K_t	STUB ACME PIN	STUB ACME BOX	DS 216 (A)	DS 216 (B)
AEF	3.29	2.99	2.12	1.95

4.4.4 Maquina de ensayos

•4. 4.4.1 Introducción del campo de tensiones residuales

Para generar el campo de tensiones residuales en las probetas, se utilizó una máquina de ensayos Vibróforo *Amsler HFP 422* de 100kN de capacidad en su modalidad como máquina universal, empleando un dispositivo de carga de flexión en tres puntos tal como se muestra en la figura 4.17.

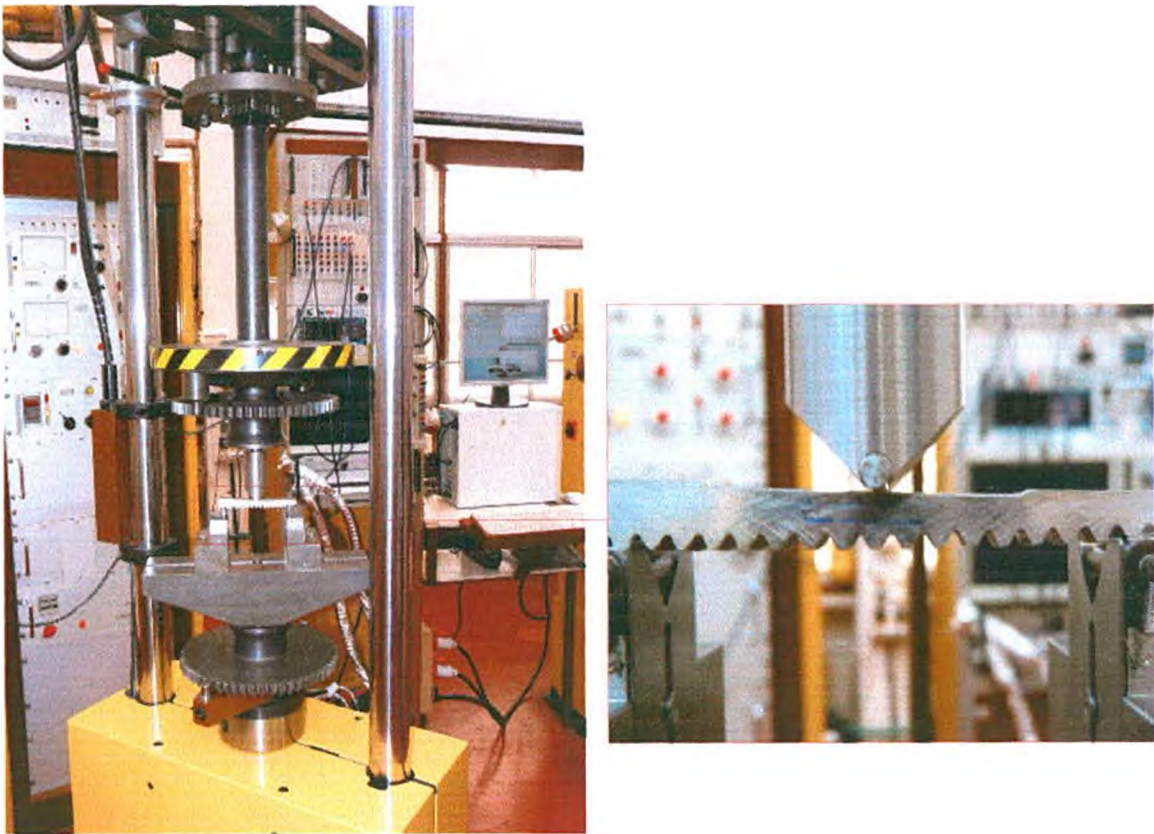


Figura 4.17- Vibróforo Amsler HFP 422 (admite funcionamiento como máquina universal y como máquina de fatiga).

Con la intención de lograr un mejor control de la aplicación de carga, se adquirió y registró la salida de carga versus el desplazamiento de la línea de carga (este último obtenido mediante el uso de un dispositivo *LVDT Omega 2.5*).

•4. 4.4.2 Ensayos de fatiga

Para llevar a cabo los ensayos de fatiga se utilizó en primera instancia (para las conexiones Stub Acme PIN y Stub Acme BOX) una máquina con control de desplazamiento. Dicha máquina funciona mediante un mecanismo leva rotante y provee una frecuencia y amplitud de desplazamiento constantes. El desplazamiento requerido en la probeta (la flecha máxima) se ajusta variando la excentricidad de la leva. La máquina posee además un sistema de medición de carga dinámica compuesto por una celda de carga conectada a un osciloscopio, pudiéndose registrar entonces los valores de carga máxima, media y mínima durante el ensayo. El número de ciclos que dura el ensayo se cuantifica mediante un contador de ciclos y la velocidad de ensayo alcanzada es de aproximadamente 25hz. En la figura 4.18 puede verse una imagen de la máquina comentada, donde también se muestra un detalle del sistema de adquisición de datos.

En una instancia posterior del trabajo experimental, para las series de probetas DS216 PIN (A) y DS216 PIN (B) se puso a punto y utilizó para los ensayos de fatiga la misma máquina empleada para introducir los campos de tensiones residuales, pero esta vez en su modalidad de funcionamiento como vibróforo. Dicha máquina, es operada mediante control de carga y permite un mejor manejo de las variables de ensayo, como así también una mayor optimización de los tiempos ya que posibilitó realizar los ensayos con una velocidad aproximada de 220hz.

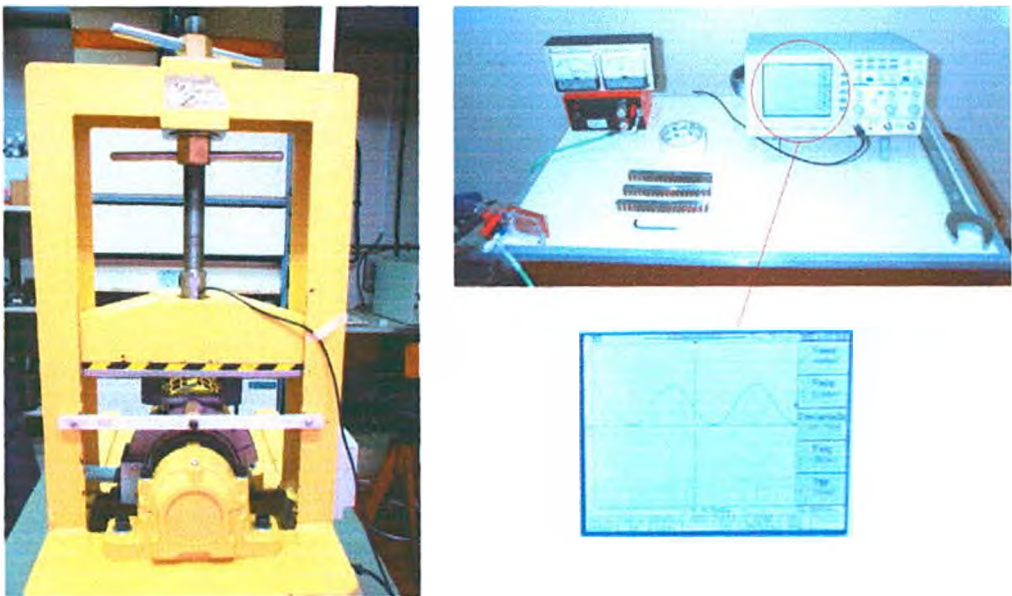


Figura 4.18- Máquina de fatiga de leva rotante.

4.5 Resultados experimentales

Con los datos obtenidos a partir de los cálculos teóricos y del análisis por elementos finitos, se diseñaron 5 series de ensayos con objetivos particulares. Como se comentó anteriormente, todos los ensayos de fatiga se realizaron con una relación de cargas $R = 0$, por lo que las condiciones de ensayos pueden ser definidas solo con dos parámetros: la carga estática utilizada para producir los campos de tensiones residuales “ P_{OL} ” (el sub índice deriva de la terminología en inglés para referirse a sobrecarga “*over load*”); y la carga máxima del ciclo de fatiga “ P_{mF} ” (que es equivalente al doble de la amplitud del ciclo de cargas, por utilizarse $R = 0$).

Debido a que las probetas que componen las diversas series de ensayos pertenecen a uniones roscadas distintas, las mismas presentan cambios tanto en el material como en la geometría del perfil de la rosca. Es por ello que con el fin de lograr un punto de comparación más adecuado entre los resultados pertenecientes a diversos componentes, en lugar de utilizar los parámetros P_{OL} y P_{mF} en términos absolutos como se los definió en el párrafo anterior, se utilizaron relaciones adimensionales que facilitan la comprensión de las magnitudes involucradas. De esta forma la relación P_{OL}/P_Y da una idea de la magnitud de la sobrecarga carga estática utilizada para generar las tensiones residuales; mientras que P_{mF}/P_Y reficre a la severidad del ciclo de fatiga impuesto en cada ensayo. Por otro lado la relación P_{OL}/P_{mF} es de gran utilidad a la hora de representar gráficamente los resultados, ya que contiene la información de todos los parámetros involucrados en el ensayo y da una rápida idea de la magnitud de la sobrecarga respecto al máximo valor de carga de fatiga.

En la tabla 4.V se resume el propósito y los parámetros principales utilizados en cada serie de ensayos, cuyos resultados se detallaran en los puntos precedentes.

Tabla 4.V - Resumen de los objetivos y parámetros utilizados en cada serie de ensayos

Serie	Componente	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	Objetivo
A	Stub ACME PIN	0.55	0.55	Poner a punto el diseño experimental. Realizar pruebas preliminares. Obtener datos en la parte media de la curva S-N ($P_{mF} / P_Y = 0.55$).
		0.7	0.55	
		0.9	0.55	
		1.3	0.55	Evaluar la influencia de distintos valores de sobrecarga P_{OL} / P_Y .
B	Stub ACME PIN	0.81	0.81	Optimizar el diseño experimental mejorando las deficiencias observadas al ensayar la serie A.
		1.4	0.81	Obtener datos en la parte superior de la curva S-N ($P_{mF} / P_Y = 0.81$). Evaluar la influencia de dos valores de sobrecarga P_{OL} / P_Y .
		1.65	0.81	

... proviene de página anterior.

C	Stub ACME BOX	0.8	0.8	Evaluar la influencia de distintos valores de sobrecarga P_{OL} / P_Y .
		0.9	0.8	
		1	0.8	
		1.1	0.8	
D	DS 216 (A) PIN	0.53	0.53	Abolir los factores inherentes a las conexiones usadas (desgaste, marcas, corrosión, etc) que puedan tener influencia en el comportamiento a la fatiga de las probetas. Evaluar la influencia de distintos valores de sobrecarga P_{OL} / P_Y .
		0.67	0.53	
		0.8	0.53	
		0.93	0.53	
		1.06	0.53	
		1.33	0.53	
		1.6	0.53	
E	DS 216 (B) PIN	0.6	0.6	Abolir los factores inherentes a las conexiones usadas (desgaste, marcas, corrosión, etc) que puedan tener influencia en el comportamiento a la fatiga de las probetas. Evaluar la influencia de distintos valores de sobrecarga P_{OL} / P_Y .
		1	0.6	
		1.21	0.6	
		1.42	0.6	
		1.62	0.6	

4.5.1 Serie A

La primer serie de ensayos fue realizada en la máquina de fatiga de leva rotante, y su objetivo fue poner a punto el diseño experimental con la intención de optimizar y mejorar la deficiencias que pudiesen presentarse. Los ensayos se realizaron sobre 11 probetas pertenecientes al extremo PIN del componente con rosca tipo *Stub ACME*. Luego de realizar un par de pruebas preliminares se optó por utilizar una carga máxima para el ensayo de fatiga de un 55% del valor de la carga de referencia ($P_{mF} / P_Y = 0.55$); relación que posibilita obtener ensayos de duración de alrededor de 10^6 ciclos. Dicha cantidad de ciclos permite aseverar que el comportamiento corresponde a fatiga de alto ciclo [5], además de lograr tiempos de ensayos razonables.

De acuerdo a la ec. 4.6, la carga deseada corresponde a una excentricidad de la maquina de ensayo de 0.5mm. Sin embargo como primera observación pudo notarse que para conseguir dicha carga la excentricidad que debe fijarse en la máquina es algo menor (0.3mm). Se corroboró que este hecho responde a que la posición de la leva se ajusta con la máquina detenida (excentricidad estática),

pero cuando el eje comienza a rotar, los esfuerzos inerciales dan como resultado una excentricidad dinámica mayor, que es dependiente de la velocidad de giro de la máquina.

Primeramente se comenzó con los ensayos de las probetas sin tensiones residuales generadas por previa sobrecarga, y luego de acuerdo a la evolución de resultados obtenidos se ensayaron probetas a las cuales previamente se sobrecargó para obtener diversas magnitudes de tensiones residuales. En la tabla 4.VI se muestran los parámetros utilizados y los resultados hallados. Inmediatamente llama la atención la gran variabilidad producida en la relación de cargas P_{mF} / P_Y , siendo que se empleó la misma excentricidad de la leva para todos los ensayos. Este hecho probablemente se debió a que la geometría de las probetas no era demasiado uniforme y a que el contacto entre los apoyos planos de la máquina de fatiga y las superficies curvas de la probeta, no ocurre del mismo modo para cada ensayo.

En la figura 4.19 se muestran los resultados en función de la relación adimensional P_{OL} / P_{mF} , donde la línea punteada inferior corresponde al nivel en el cual no se aplican sobrecargas ($P_{OL} / P_{mF} = 1$) mientras que la línea punteada superior corresponde a la relación donde se alcanza la carga de referencia de la probeta (P_Y / P_{mF}). Puede observarse un comportamiento bastante similar entre las probetas sin generación de tensiones residuales por aplicación de sobrecarga, y las probetas cuya relación de sobrecarga fue $P_{OL} / P_{mF} = 1.19$ y $P_{OL} / P_{mF} = 1.32$. Este hecho podría significar que sobrecargas de tales magnitudes no producen una variación importante en el comportamiento a la fatiga de las probetas. En contraste, las probetas con una sobrecarga relativa $P_{OL} / P_{mF} = 1.86$ no presentaron falla habiéndose superado los 5 millones de ciclos, lo que indicaría que una sobrecarga elevada (del orden de P_Y) supone una marcada diferencia en el comportamiento a la fatiga. Aunque es aventurado realizar inferencias debido a que se utilizó desigual número de probetas para las diversas condiciones de ensayo, pareciera observarse a priori una menor dispersión en las probetas sometidas a mayores sobrecargas.

Tabla 4.VI - Parámetros de ensayo y resultados correspondientes a la serie A

Componente	Condición	P_Y [kN]	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Ciclos	Probetas ensayadas
Stub ACME PIN	Usado	13	0.53	0.53	1	4.01 E+05	4
			0.63	0.52	1.19	4.12 E+05	2
			0.77	0.56	1.32	3.04 E+05	3
			1.11	0.60	1.86	> 5 E+06	2

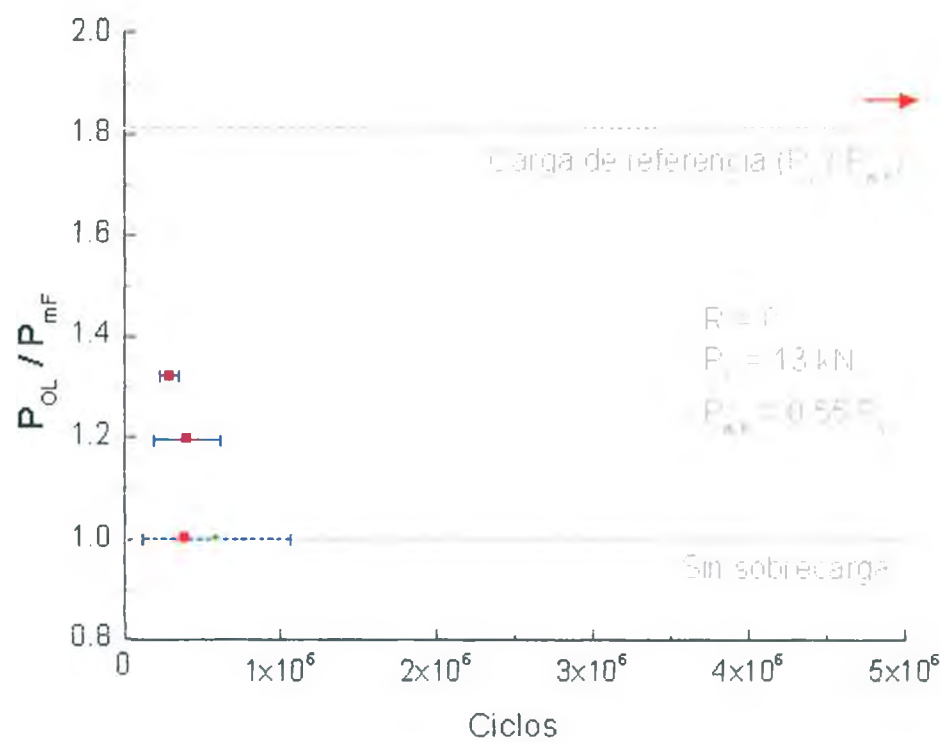


Figura 4.19 - Resultados de los ensayos correspondientes a la serie A.

4.5.2 Serie B

En la segunda serie de ensayos, también realizada mediante la máquina de leva rotante, se construyeron 11 probetas a partir del mismo componente roscado de donde se extrajeron las probetas de la serie A . Esta vez se puso más cuidado en obtener una mayor uniformidad dimensional mediante una preparación más cuidadosa de las probetas. Además, con la intención de lograr un contacto maquina-probeta más estable y parejo en todos los ensayos, se fresaron las superficies de los dientes y la base correspondientes a los apoyos.

La intención en esta serie fue evaluar la influencia de las tenciones residuales producidas por sobrecargas elevadas. Por tal motivo se utilizaron los niveles de sobrecarga relativa: $P_{OL} / P_Y = 1.14$ y $P_{OL} / P_Y = 1.37$. Basandose en los resultados de la serie A, se escogió una carga máxima de fatiga $P_{mF} / P_Y = 0.81$ para asegurar que se alcance la falla en un numero de ciclos razonable desde el punto de vista experimental. Dicha carga corresponde a una excentricidad de la maquina de ensayo de 0.7mm.

En la tabla 4.VII y en la figura 4.20 se presentan los resultados obtenidos. Puede notarse un claro aumento en el número de ciclos a medida que aumenta la sobrecarga utilizada para producir el campo de tensiones residuales. En la tabla 4.VIII se denota dicho aumento en la vida a la fatiga, mediante el factor de aumento F relativo a los ensayos sin sobrecarga inicial. Respecto a la dispersión, puede notarse que la misma disminuye a medida que aumenta la sobrecarga aplicada. Además, se observa que los resultados presentan una menor dispersión general que los obtenidos en la serie A, lo que

podría deberse al hecho de haber realizado los ensayos de fatiga con un nivel de carga media más elevado [6] y a la mayor uniformidad en la geometría de las probetas.

Tabla 4.VII - Parámetros de ensayo y resultados correspondientes a la serie B

Componente	Condición	P_Y [kN]	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Ciclos	Probetas ensayadas
Stub ACME PIN	Usado	13	0	0.80	1	3.71 E+04	4
			1.14	0.82	1.40	6.28 E+04	4
			1.37	0.81	1.69	8.60 E+04	3

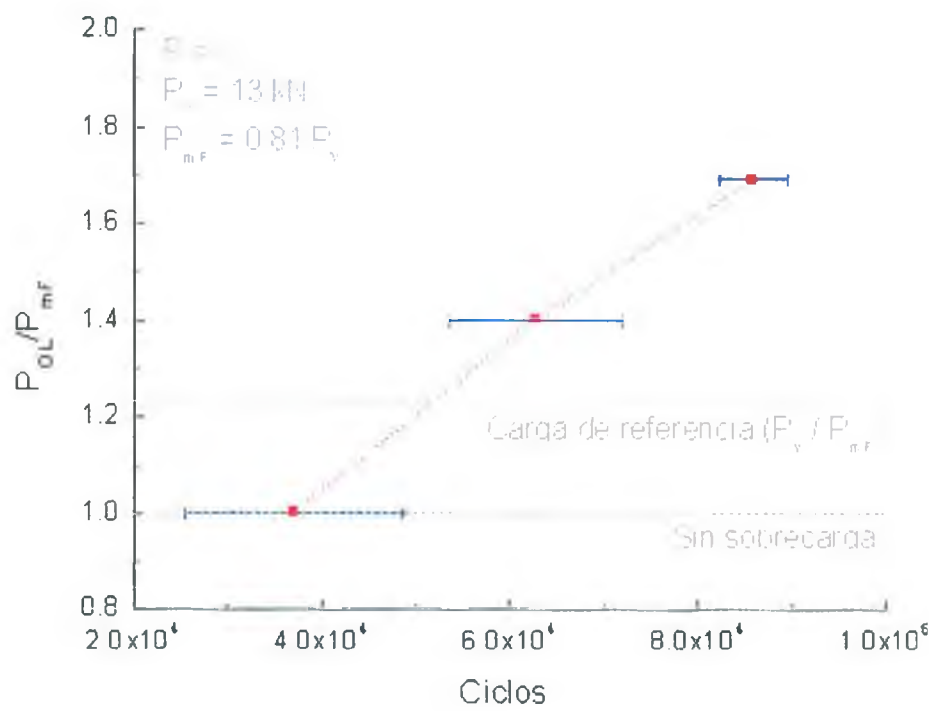


Figura 4.20 - Resultados de los ensayos correspondientes a la serie B.

Tabla 4.VIII - Aumento en la vida a la fatiga producido en probetas de la serie B

P_{OL} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	F
1.14	0	1.7
1.37	1.40	2.31

4.5.3 Serie C

Para llevar a cabo los ensayos se empleó al igual que en las dos primeras series la máquina de fatiga de leva rotante. Se construyeron 21 probetas pertenecientes al extremo BOX del componente con rosca tipo *Stub ACME*. El corte de las probetas se realizó con fresa y tomando los mismos recaudos que se tuvieron con la serie B para lograr uniformidad en la geometría de las probetas.

La intención en esta serie de ensayos fue determinar en forma más minuciosa la influencia de

la deformación plástica generada durante la sobrecarga previa a los ensayos de fatiga. Para ello se pretendió desarrollar los ensayos utilizando tres niveles de sobrecarga relativa: $P_{OL} / P_Y = 0.85$, $P_{OL} / P_Y = 0.9$, $P_{OL} / P_Y = 1$ y $P_{OL} / P_Y = 1.1$. La carga máxima de fatiga utilizada para realizar los ensayos fué $P_{mF} / P_Y = 0.85$.

En la tabla 4.IX y en la figura 4.21 se presentan los resultados obtenidos. Analizando los mismos se encuentra que el número promedio de ciclos aumenta a medida que aumenta la sobrecarga previa utilizada, salvo para el caso de la máxima sobrecarga aplicada, donde se nota una disminución del promedio de ciclos respecto a la sobrecarga de valor anterior.

Tabla 4.IX - Parámetros de ensayo y resultados correspondientes a la serie C

Componente	Condición	P_Y [kN]	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Ciclos	Probetas ensayadas
Stub ACME BOX	Usado	6	0.83	0.83	1	6.86 E+04	8
			0.90	0.83	1.08	8.15 E+04	4
			0.99	0.86	1.15	1.31 E+05	4
			1.08	0.81	1.33	9.95 E+04	5

En la tabla 4.X se plasman los aumentos en la vida a la fatiga relativos a los ensayos sin sobrecarga inicial, en la cual se advierte claramente el aumento en la cantidad de ciclos a medida que se incrementa el parámetro adimensional P_{OL} / P_Y , hasta llegar a un máximo y luego la tendencia se revierte. Respecto a la dispersión, se nota que en general la misma es mayor que la observada en la serie B. Este hecho puede deberse en parte al estado de deterioro que presentaba la unión roscada de donde se extrajeron las probetas debido a su condición de usada. En la figura 4.22 se expone una imagen del perfil de la rosca de una de las probetas cortadas, donde descuellla la distorsión en la geometría de los dientes.

Tabla 4.X - Aumento en la vida a la fatiga producido en probetas de la serie C

P_{OL} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	F
0.90	1.08	1.19
0.99	1.15	1.91
1.08	1.33	1.45

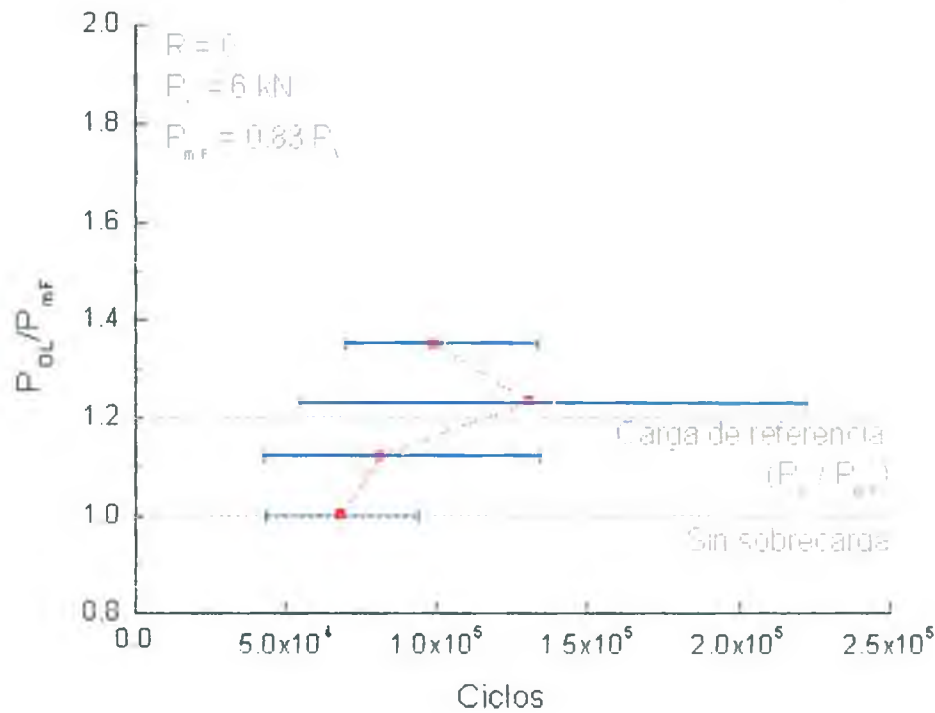


Figura 4.21 - Resultados de los ensayos correspondientes a la serie C.

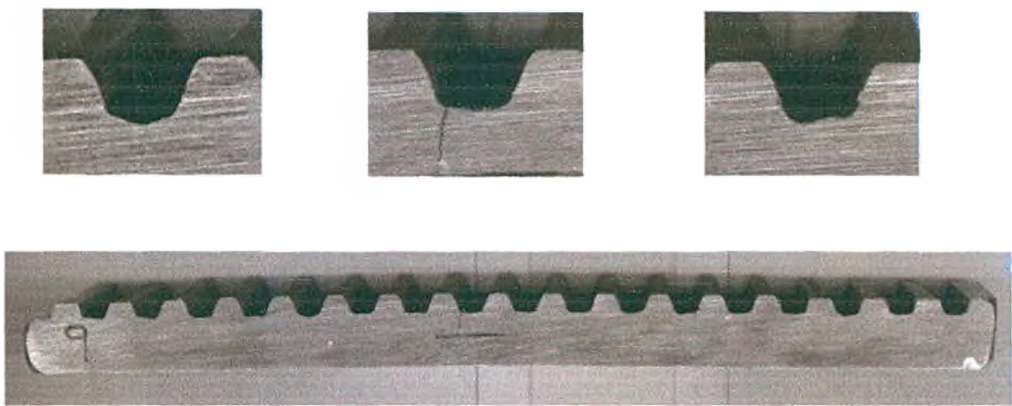


Figura 4.22- Detalles del deterioro de la unión roscada de donde se extrajo las probetas de la serie C (la fisura central es producto de los ensayos de fatiga realizados).

4.5.4 Serie D

Las tendencias observadas en los resultados de las series A, B y C, justificaron el alto costo de fabricación de componentes roscados nuevos para su utilización en ensayos destructivos. Se planteó como objetivo abolir los factores inherentes a las conexiones usadas (desgaste, marcas, corrosión, etc.) que pudieran tener influencia en el comportamiento a la fatiga de las probetas, y por tanto enmascarar en cierta medida la el efecto de las tensiones residuales o producir una exagerada dispersión en los resultados.

De este modo, para llevar a cabo los ensayos de la serie D, se construyeron 21 probetas a partir del extremo PIN de un componente nuevo, cuya tipo de rosca se denomina *DS 216*. A diferencia de

las series anteriores, los ensayos de fatiga se realizaron en el vibróforo, que en contraste con la máquina de leva rotante presenta como principales ventajas la posibilidad de utilizar control de carga, un mejor control de las variables del ensayo y una drástica disminución del tiempo empleado para los ensayos. En la tabla 4.XI y en la figura 4.23 se presentan los parámetros utilizados y los resultados obtenidos.

Tabla 4.XI - Parámetros de ensayo y resultados correspondientes a la serie D

Componente	Condición	P_Y [kN]	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Ciclos	Probetas ensayadas
DS 216 (A) PIN	Nuevo	7.5	0.533	0.533	1	6.46 E+05	3
			0.667	0.533	1.25	4.93 E+05	3
			0.800	0.533	1.5	7.79 E+05	3
			0.933	0.533	1.75	2.48 E+06	3
			1.067	0.533	2	5.00 E+06	3
			1.333	0.533	2.5	5.00 E+06	3
			1.600	0.533	3	5.00 E+06	3

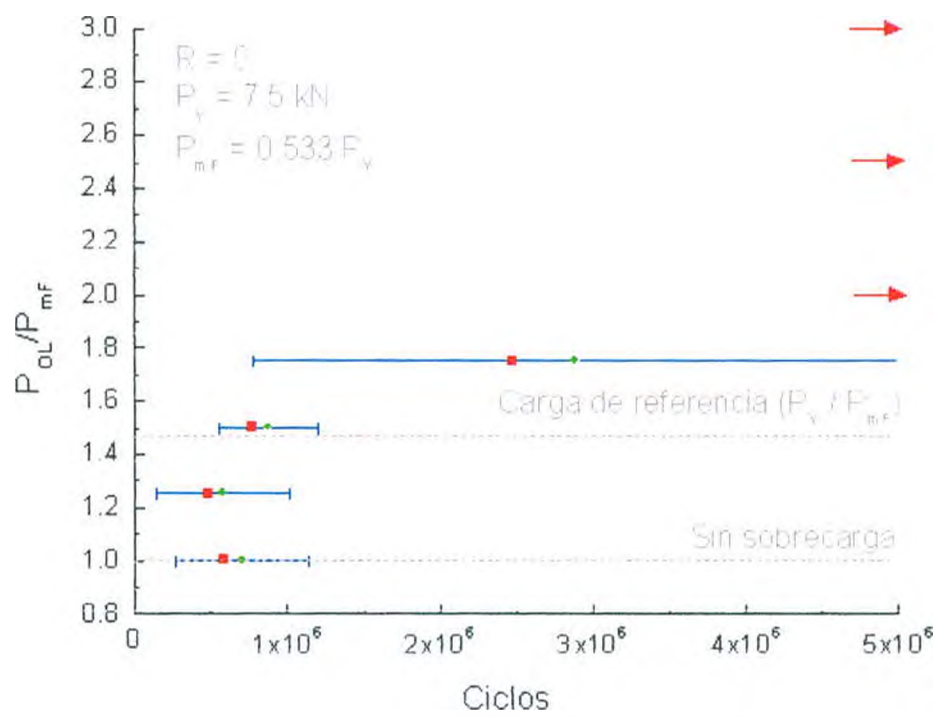


Figura 4.23 - Resultados de los ensayos correspondientes a la serie D.

Los resultados indicaron que los dos primeros niveles de sobrecarga ($P_{OL} / P_{mF} = 1.25$ y $P_{OL} / P_{mF} = 1.5$) no produjeron cambios significativos en la vida a la fatiga de las probetas. Por otro lado, el nivel de sobrecarga siguiente $P_{OL} / P_{mF} = 1.75$ produjo un notable aumento en el numero de ciclos. La sobrecarga $P_{OL} / P_{mF} = 1.25$ dio como resultado *run outs* habiendose alcanzado los 5 millones ciclos. A partir de aquí se ensayaron dos niveles de sobrecarga relativa aún mayores, con la intención

de buscar la tendencia observada en la serie C, donde una sobrecarga excesiva produjo cierto detrimento en la vida a la fatiga. En el caso de la serie D, dicha tendencia no se pudo corroborar, resultando todos los ensayos en *run outs* una vez alcanzado los 5 millones de ciclos.

En la tabla 4.XII se muestran los resultados discutidos en el párrafo anterior, referidos al factor de aumento F .

Tabla 4.XII - Aumento en la vida a la fatiga producido en probetas de la serie D

P_{OL} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	F
0.667	1.25	0.843
0.800	1.5	1.330
0.933	1.75	4 238
1.067	2	> 8.543
1.333	2.5	> 8.543
1.600	3	> 8.543

4.5.5 Serie E

Al igual que en la serie D, los ensayos se realizaron mediante el vibróforo y las probetas se obtuvieron a partir de una conexión roscada nueva del tipo denominada DS 216, cuya única diferencia respecto de la serie D es su mayor espesor (ver detalles geométricos en la tabla 4.II). De este modo, se construyeron 15 probetas y se planteó como objetivo utilizar una carga relativa de ensayos P_{mF} / P_Y un poco mayor a la utilizada en la serie D, con el fin de lograr un análisis más completo de los resultados, optimizando el uso de las probetas (menor cantidad de *runs outs*). En la tabla 4.XIII y en la figura 4.24 se presentan los parámetros utilizados y los resultados obtenidos.

Tabla 4.XIII - Parámetros de ensayo y resultados correspondientes a la serie E

Componente	Condición	P_Y [kN]	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Ciclos	Probetas ensayadas
DS 216 (B) PIN	Nuevo	12	0.600	0.6	1	1.40 E+05	3
			1.000	0.6	1.667	2.57 E+05	3
			1.208	0.6	2.014	3.45 E+05	3
			1.417	0.6	2.361	5.86 E+05	3
			1.625	0.6	2.708	3.50 E+06	3

Los resultados muestran un claro aumento en la vida a la fatiga de las probetas a medida que se incrementa la sobrecarga utilizada para la generación del campo de tensiones. En la tabla 4.XIV se muestra dicho incremento referido al factor F , donde desucella el gran incremento alcanzado para las probetas con sobrecarga $P_{OL} / P_Y = 1.625$.

A diferencia de la serie D, esta vez se observó una menor dispersión en los valores obtenidos que

posiblemente responde al hecho de haber utilizado una carga media de fatiga mas alta.

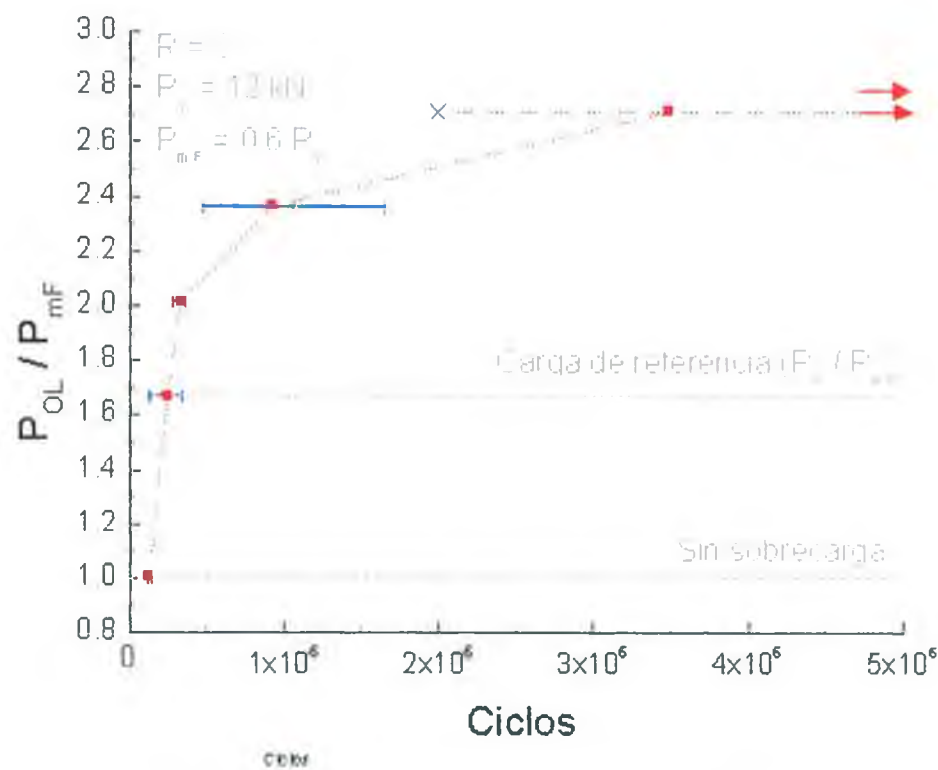


Figura 4.24 - Resultados de los ensayos correspondientes a la serie E.

Tabla 4.XIV - Aumento en la vida a la fatiga producido en probetas de la serie E

P_{OL} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	F
1.000	1.667	1.838
1.208	2.014	2.463
1.417	2.361	6.717
1.625	2.708	> 28.59

4.6 Comentarios finales del capítulo

El objetivo global de esta sección del trabajo apuntó a conseguir evaluar el comportamiento a la fatiga de uniones roscadas de gran porte y el efecto de la introducción de tensiones residuales sobre las mismas. El alto costo que implican los ensayos a escala real para tal fin, solo se justifica si se posee cierta evidencia experimental del comportamiento o tendencias esperadas. Por tal motivo, en esta instancia del trabajo, se desarrolló y probó un método experimental que utiliza probetas extraídas de las conexiones roscadas y que son ensayadas en un esquema de flexión en tres puntos. Debido a su sencillez, dicha técnica posibilita realizar numerosas pruebas utilizando tiempos de ensayos relativamente cortos, lo que permite un correcto tratamiento estadístico de los resultados.

Si bien se sobreentiende que mediante la metodología planteada no puede evaluarse el comportamiento de la unión roscada como un conjunto estructural, la misma permite analizar la severidad que suponen los distintos perfiles de rosca en lo que respecta a la vida a la fatiga; y la posibilidad de generar un campo de tensiones residuales, y su efecto sobre el comportamiento a la fatiga de la probeta.

Respecto a lo primero, de todos los ensayos realizados, la severidad del perfil de la rosca solo puede compararse en las series B y C, ya que en ambos casos se utilizó una amplitud de carga P_{mF}/P_t similar y el material de ambas conexiones se sospecha es el mismo. Tal como se muestra en la figura 4.25, puede observarse que para el caso de las probetas que no fueron sometidas a sobrecargas ($P_{OL}/P_{mF} = 1$) la vida a la fatiga en la serie C es prácticamente el doble que en la serie B. Este hecho denota una mayor severidad en el perfil de la rosca de la conexión perteneciente a la serie B; lo que se condice con los valores estimados mediante elementos finitos del factor de concentración de tensiones para cada unión (ver tabla 4.IV).

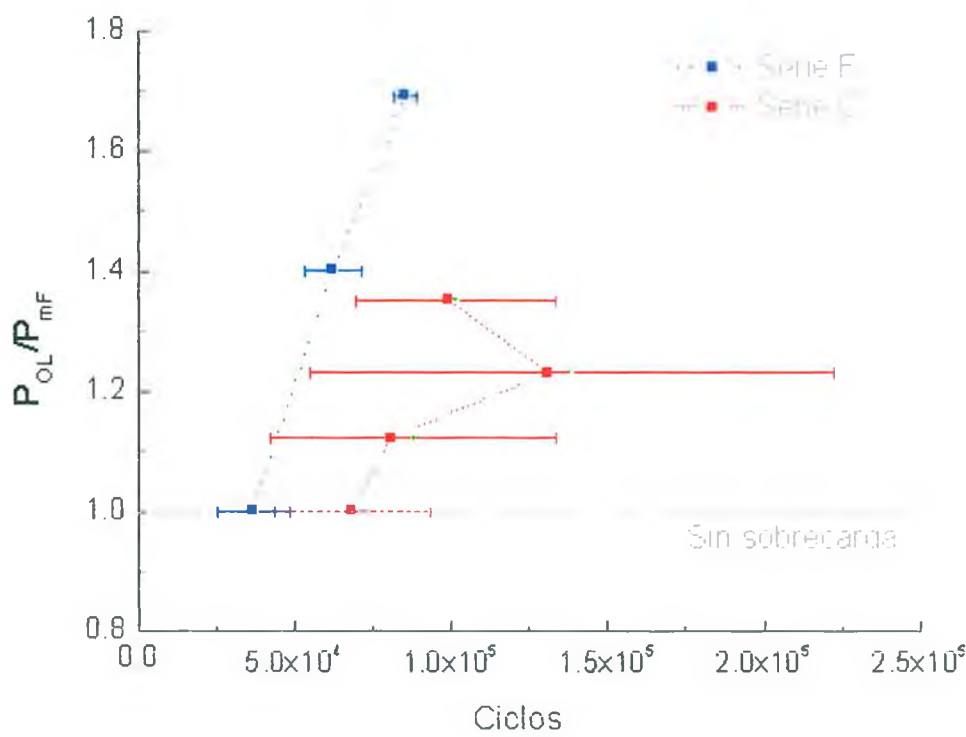


Figura 4.25 - Comparación de las series B y C.

La mayor amplitud en la dispersión de resultados de la serie C podría deberse a dos motivos: el primero tiene que ver con el fenómeno físico de fatiga, para el cual la menor amplitud de tensión efectiva en la zona donde se genera la fisura (por tratarse de un menor factor de concentración de tensiones) genera una mayor dispersión de resultados; y el segundo se relaciona con el estado de deterioro de la conexión en particular, como se mencionó en el punto 4.5.3.

Respecto a la generación de tensiones residuales de compresión mediante el método de sobrecarga y su efecto en la resistencia a la fatiga de las probetas, los resultados hallados denotan que dicha técnica es muy efectiva, pudiendose lograr notables incrementos en la vida a la fatiga. En particular, observandose los resultados de la series A, C y D se encuentra que las sobrecargas relativas $P_{OL} / P_Y < 0.8$ no producen incrementos significativos en la vida a la fatiga. Por otro lado puede verse en todas las series que sobrecargas $P_{OL} / P_Y > 0.8$ generan notorios incrementos, debiendose resaltar en particular los resultados de las series D y E, en donde se alcanzaron factores de aumento $F > 8.5$ y $F > 28.6$ respectivamente, para una sobrecarga relativa $P_{OL} / P_Y \approx 1.6$. A pesar de que estos resultados son muy promisorios debe tenerse en cuenta que las sobrecargas relativas mayores a 1 pueden implicar cierta distorsión en la geometría. A modo de ejemplo, en la figura 4.26, se muestra la distorsión acontecida en probetas de la serie E, donde puede observarse que la misma solo es relevante para el caso de la sobrecarga mayor.

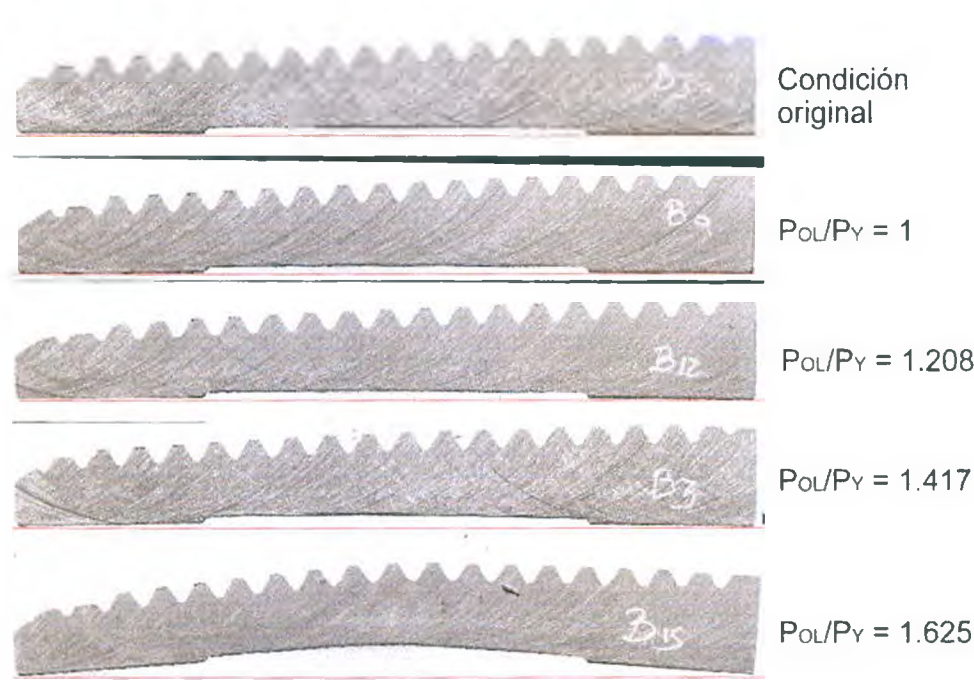


Figura 4.26- Distorsión geométrica producida en las probetas a debido a la sobrecarga aplicada.

De lo expuesto puede concluirse que si se desea aplicar sobre una estructura cualquiera la metodología de generación de tensiones residuales de compresión mediante la técnica de sobrecarga, deberá ponderarse el incremento deseado en la vida a la fatiga respecto la máxima distorsión tolerable en la estructura.

Por otro lado, las sobrecargas extremas también podrían producir cierta merma en el incremento de la vida a la fatiga, tal como muestran los resultados de la serie C. Si bien dicha asunción es aventurada debido a que la conexión empleada presentaba un alto grado de deterioro y a que no se logró repetir la tendencia con las series D y E; este hecho se fundamenta en que tamaña sobrecarga podría generar cierto daño (o micro-daño) a un nivel superficial. De todos modos debe notarse que en la serie C el número de ciclos alcanzados luego de la merma es mayor que el alcanzado por las probetas en su condición original. Dicho hallazgo hace presumir que serían necesarias sobrecargas muy elevadas para producir un deterioro significativo en la respuesta a la fatiga, por lo que probablemente la máxima sobrecarga aplicada se encuentre limitada mayormente por la distorsión geométrica del componente. Dado que sobrepasa las posibilidades del presente trabajo, queda como materia pendiente para futuros trabajos un análisis más exhaustivo acerca del daño superficial que pudiese producirse con sobrecargas elevadas.

Respecto a la dispersión hallada en los resultados de las diversas series de ensayos, se encontró que en general la misma aumenta a medida que las sobrecarga impuesta a la probeta es mayor. Esta tendencia se observó en todas las series de ensayos, salvo en las series A y B, donde por el contrario la dispersión se redujo para los mayores valores de sobrecarga.

Como punto final, debe mencionarse que también es de gran interés cuantificar la magnitud de las tensiones residuales generadas mediante la técnica de sobrecargas, ya que ello permitiría realizar un estudio más profundo en busca de la sobrecarga óptima que es necesario aplicar para lograr el mayor incremento en la vida a la fatiga del componente. En el presente trabajo se intentó realizar un análisis preliminar mediante la evaluación de la microdureza en zonas circundantes a los concentradores de tensión mediante un microdurómetro Vickers, empleando una precarga de 1 kg. Sin embargo, tal como se muestra en la figura 4.27, los resultados no describieron ninguna tendencia apreciable. Esto indica que probablemente es necesario utilizar otras técnicas más adecuadas para cuantificar el campo de tensiones residuales, tales como *electron diffraction*, *X-Ray diffraction*, etc. [7], las cuales exceden las posibilidades de este trabajo, quedando también como tema pendiente para futuros estudios.

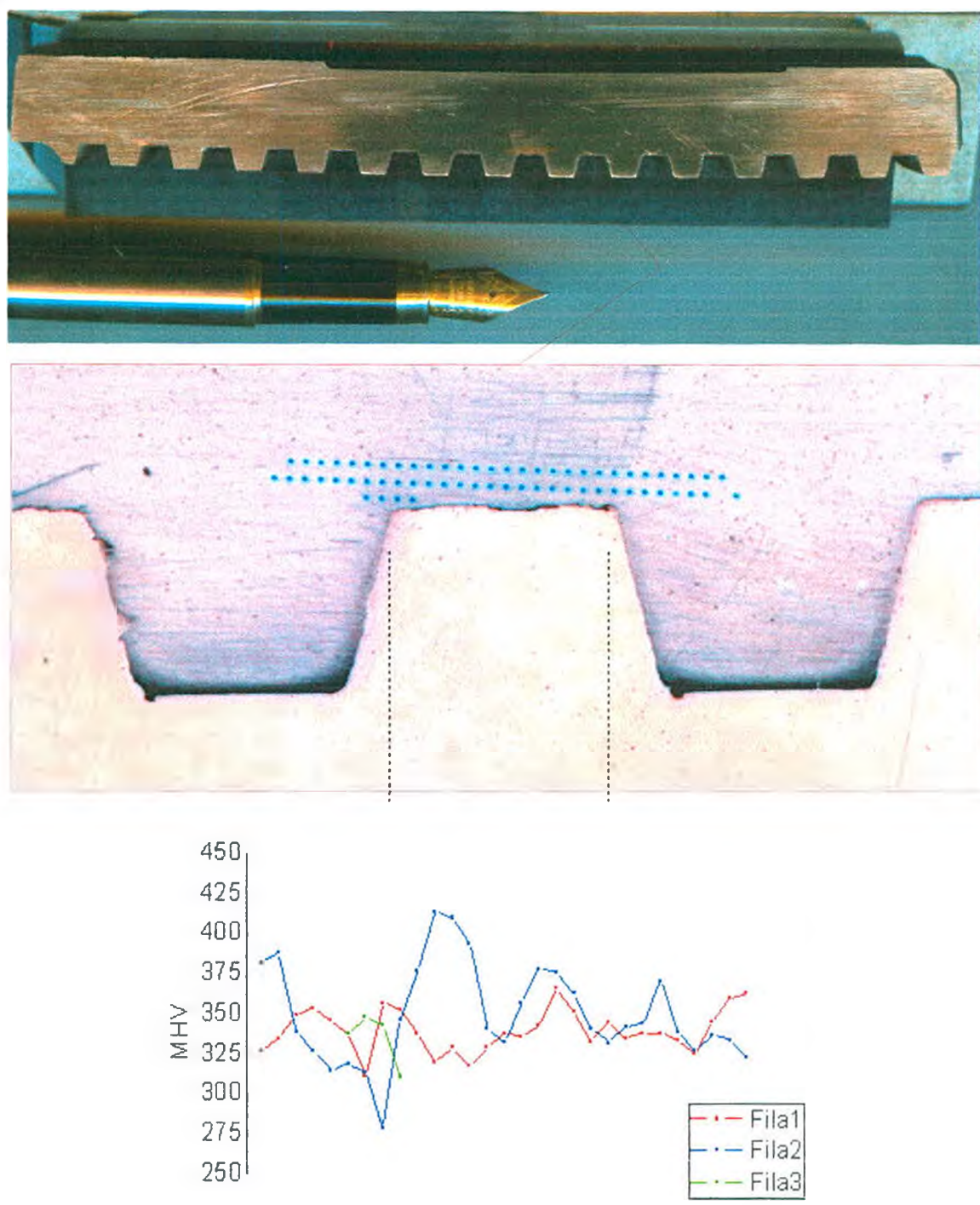


Figura 4.27 - Micro dureza Vickers en el valle de una de las probetas ensayadas

4.7 Bibliografía

- [1] H. Bahai (2001) A parametric model for axial and bending stress concentration factors in API drillstring threaded connectors. *Pressure Vessel and Piping*, V78pp495-505.
- [2] G. Miscow et al. (2003) Techniques to characterize fatigue behavior of full size drill pipes and small scale samples. *International Journal of Fatigue*, V26pp575-584.
- [3] L. Bertini et al. (2008) Resonant test rigs for fatigue full scale testing of oil drill string connections. *International Journal of Fatigue*, V30pp978-988.
- [4] J. Schijve (2009) Fatigue of structures and materials, 2nd Ed. Chapter 6, Fatigue properties. *Kluwer Academic Publisher. (Libro)*
- [5] R. Cook (1995) Finite element modeling for stress analysis. Ed. *The publisher, John Wiley & Sons. (Libro)*
- [6] J. Schijve (2009) Fatigue of structures and materials. 2nd Ed. Chapter 12, Fatigue and scatter. *Kluwer Academic Publisher. (Libro)*
- [7] P. Withers and H. Bhadeshia (2001) Residual stress Part 1 – Measurement techniques. *Materials Science and Technology*, V17pp355-365.

5 Introducción de tensiones residuales en varillas roscadas mediante método de sobretorque y estimación de su efecto sobre el comportamiento a la fatiga.

5.1 Introducción

Si bien los resultados hallados en el capítulo 4 dan sólidos indicios sobre la posibilidad de introducir tensiones residuales de compresión en los valles (o radio de acuerdo) de la rosca de los acoples tales como los utilizados en el herramental de perforación; todavía es necesario corroborar experimentalmente si dichas tensiones residuales pueden ser introducidas en la conexión mediante el adecuado esquema de aplicación de torques que se explicó en el capítulo 3. El motivo de la validación se justifica debido a la probable existencia de variables que escapen a las que son posibles contemplar en el modelo teórico y que podrían tener una influencia relevante en el comportamiento a la fatiga de la unión roscada.

Por otra parte, y como ya se mencionó en el capítulo anterior, debido a que es muy oneroso realizar pruebas preliminares con uniones roscadas reales (o con modelos a escala de las mismas), en esta etapa del desarrollo experimental aún se considera que no se justifica el gran gasto que implicarían los ensayos a escala real. Se plantea entonces la necesidad de validar las hipótesis con un diseño experimental más sencillo que permita realizar una gran cantidad de pruebas, de modo de obtener resultados fiables desde el punto de vista estadístico y con tiempos de ensayo razonables.

Surge de este modo un arreglo experimental que utiliza como probetas varillas roscadas estándar, en las cuales se introduce el estado de tensiones buscado mediante el apriete de dos tuercas que asientan sobre un cilindro hueco como se muestra en la figura 5.1. Si bien se sobreentiende que el modelo utilizado difiere en tamaño y geometría respecto a los acoples de gran porte tales como los utilizados en la industria del petróleo, el mismo permite simular lo suficientemente bien el perfil de cargas generado en la rosca como para poner a prueba las hipótesis teóricas planteadas en el capítulo 3.

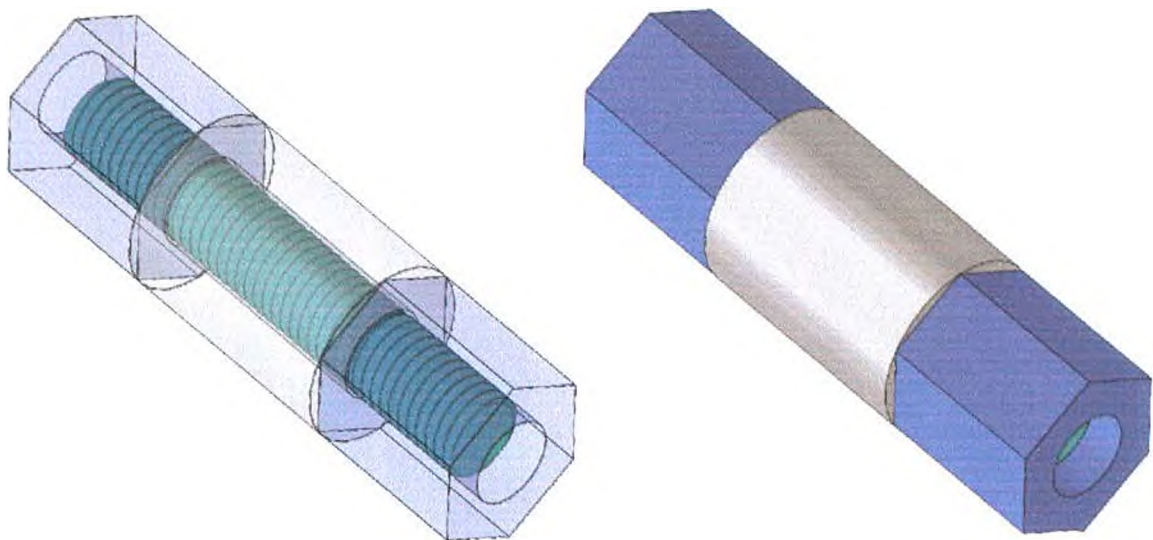


Figura 5.1 - Boceto del dispositivo experimental empleado.

5.2 Descripción del diseño experimental

Uno de los objetivos propuestos para realizar las pruebas preliminares fue el de poder ensayar una gran cantidad de probetas, que las mismas fuesen fáciles de obtener y de bajo costo, y que el estado de cargas generado permita poner a prueba las hipótesis del modelo teórico. Después de haber abordado y optimizando distintas alternativas se alcanzó un arreglo experimental en el cual se utilizan como probetas, segmentos de varillas roscadas de dimensiones estándar, las cuales son cargadas en tracción mediante el ajuste de dos tuercas que asientan sobre un cilindro hueco. De este modo el campo de tensiones residuales se genera de acuerdo a la metodología planteada en el capítulo 3, mediante la aplicación de un sobretorque lo suficientemente elevado como para producir deformación plástica en las zonas más comprometidas, seguido de una posterior disminución de su valor. En la figura 5.2 se esquematiza lo comentado, correspondiendo la figura 5.2a a la deformación plástica generada cuando se somete la varilla a la sobrecarga inicial; y la figura 5.2b a las tensiones residuales remanentes de compresión que se producen al quitarla.

Una vez introducido el campo de tensiones residuales, al igual que en los ensayos realizados en el capítulo anterior, el esquema experimental se basa en someter las probetas a ciclos de fatiga a un nivel de carga menor que el utilizado en la sobrecarga inicial. Tanto la sobrecarga inicial como el valor de carga máxima para el ensayo de fatiga, se imponen en la varilla mediante el ajuste de las tuercas. A medida que se ajustan las tuercas el cilindro se comprime, mientras que la varilla se estira por encontrarse sometida a esfuerzos de tracción (ver figura 5.3). Como se describirá en el punto siguiente, mensurando la deformación en el cilindro, pueden obtenerse las tensiones nominales que actúan sobre la varilla en todo momento.

En la figura 5.4 se muestra el ciclo de carga impuesto a las probetas durante los ensayos, donde como puede observarse, se trata del mismo esquema de carga utilizado en los ensayos del capítulo 4(ver figura 4.3).

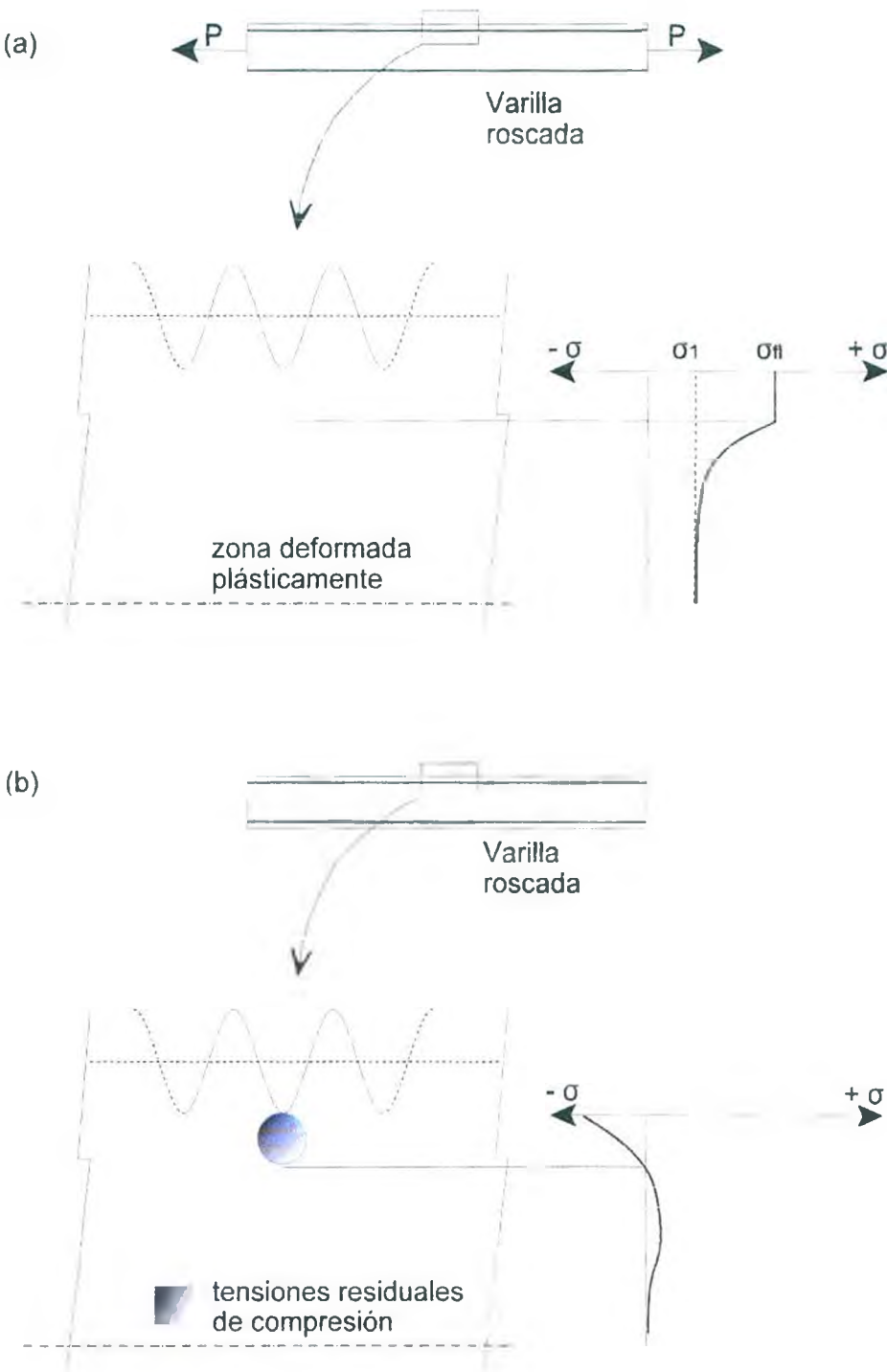


Figura 5.2 - Representación esquemática de la generación del campo de tensiones residuales mediante el método de sobrecarga.

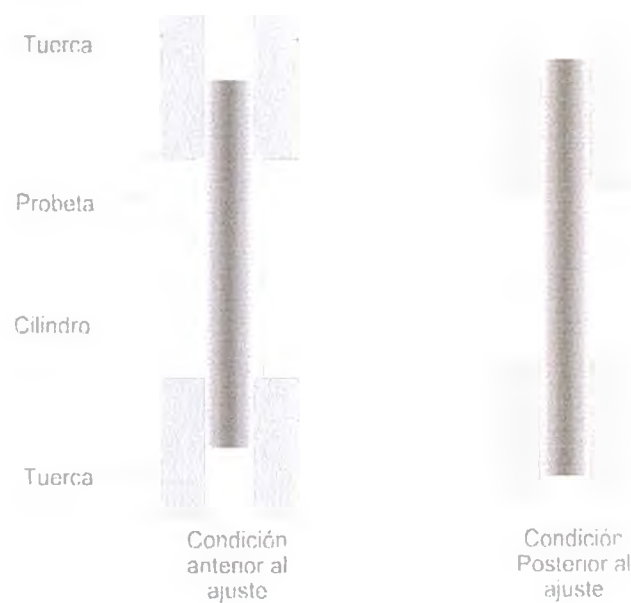


Figura 5.3 - Variación de longitudes en varilla y cilindro de acuerdo a la condición de ajuste.

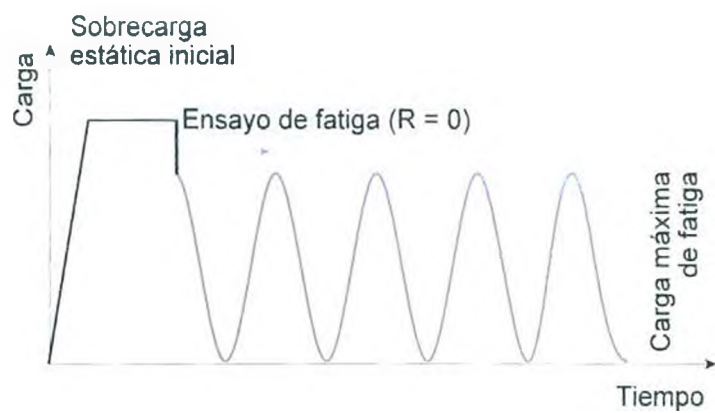


Figura 5.4 - Esquema de carga aplicado sobre las probetas.

Una vez generada la sobrecarga mediante el exceso de torque, se reduce el par de apriete de las tuercas hasta alcanzar la carga máxima deseada para el ensayo de fatiga, el cual se lleva adelante utilizando una relación de cargas $R = 0$.

Una característica destacable del diseño experimental propuesto, es que el ensayo de fatiga se realiza utilizando cargas de compresión sobre el dispositivo experimental. De este modo se evitan las complejidades que traen aparejados los esquemas de cargas en tracción, en particular las que pueden ocasionar fallas en las mordazas de sujeción. En la figura 5.5 se explica el principio de funcionamiento del dispositivo: partiendo de una condición inicial donde, aunque la máquina de

ensayos aún no ejerce ninguna fuerza, la varilla se encuentra sometida a una carga de tracción debida al ajuste de las tuercas; luego se programa una ciclo de cargas en la máquina de ensayo, de tal modo que la fuerza máxima de compresión sea capaz de contrarrestar la fuerza de tracción en la probeta, mientras que la carga mínima se escoge igual a cero (valor para el cual la carga de tracción en la probeta alcanza nuevamente su valor inicial).

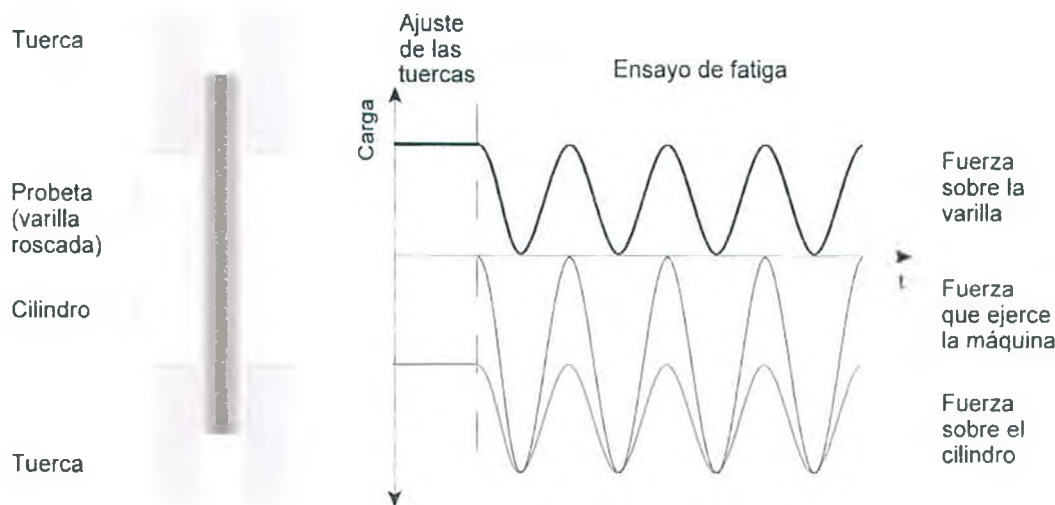


Figura 5.5 - Diagrama de cargas involucradas en el dispositivo experimental.

Nótese que debido a las similitudes con los ensayos realizados en el capítulo 4, de aquí en más se utilizará la misma nomenclatura para nombrar los parámetros de mayor relevancia; de este modo, la sobrecarga aplicada mediante el torque inicial para generar el campo de tensiones residuales será P_{OL} , mientras que el valor de carga producido una vez vuelto el torque a su valor nominal será P_{mF} , ya que esta carga corresponde a la máxima carga durante el ensayo de fatiga. Por otro lado, la máxima carga de compresión que debe generar la máquina de ensayo para contrarrestar completamente la fuerza de tracción en la varilla, se denominará P_M .

5.3 Análisis teórico del sistema varilla-cilindro-tuercas

Tanto las cargas P_{OL} y P_{mF} , como así también la carga P_M que es necesario utilizar en la máquina de ensayos para producir una tensión mínima igual a cero en el ensayo de fatiga, pueden ser referidos a la deformación que se produce en el cilindro. Este hecho es de gran utilidad ya que dicha deformación puede ser fácilmente medida y por lo tanto puede utilizarse para establecer todos los parámetros del ensayo. Por este motivo todas las magnitudes se referirán a esta deformación.

5.3.1 Obtención de las cargas P_{OL} y P_{mF} mediante el ajuste de las tuercas

En la figura 5.6 se observa un esquema del sistema en el cual se ha representado tanto la varilla roscada como el cilindro mediante resortes para facilitar su comprensión. Cuando se ajustan las tuercas, y como ya se ha mencionado, ocurre una disminución de longitud del cilindro y un aumento de longitud en la varilla; además se genera una fuerza de tracción P_v sobre la varilla y una fuerza de compresión P_c sobre el cilindro que son iguales y opuestas.

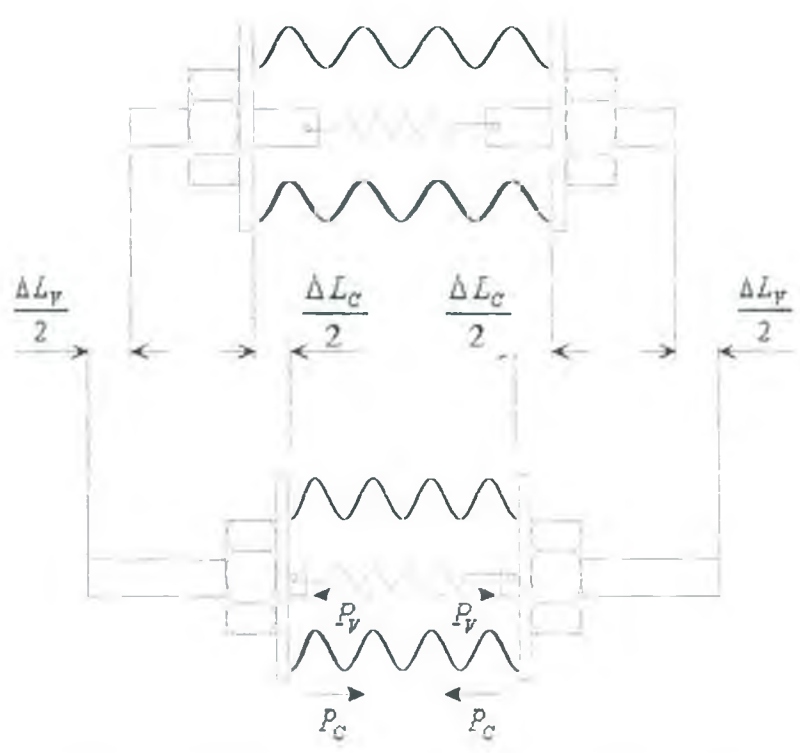


Figura 5.6 - Representación esquemática del sistema mediante resortes.

Para el esquema mostrado en la figura 5.6, el equilibrio de fuerzas puede plantearse como:

$$P_v = - P_c \quad \text{ec.(5.1)}$$

Ambas fuerzas pueden ser relacionadas con la deformación experimentada por el cilindro mediante la relación:

$$\epsilon_c = \frac{P_c}{A_c} \frac{1}{E_c} \quad \text{ec.(5.2)}$$

Donde ε_C es la deformación acontecida en el cilindro, A_C su área transversal y E_C el módulo de *Young* del material con el que está construido. Introduciendo la ec.(5.1) en la ec.(5.2) y reordenando los términos:

$$P_V = -\varepsilon_C \cdot E_C \cdot A_C \quad \text{ec.(5.3)}$$

De este modo, con la ec.(5.3) puede imponerse la carga deseada sobre la varilla (en particular P_{OL} o P_{mF}), midiendo y controlando la deformación producida en el cilindro a medida que se ajustan las tuercas. Escribiendo además el equilibrio de fuerzas planteado en la ec.(5.1) en términos de las rigideces de los componentes del sistema, puede calcularse el alargamiento experimentado por la varilla:

$$\Delta l_V \cdot k_V = -\Delta l_C \cdot k_C \quad \text{ec.(5.4)}$$

, donde Δl_V y Δl_C son los cambios de longitud, mientras que k_V y k_C son las rigideces de la varilla roscada y el cilindro respectivamente. Operando, la carga experimentada por la varilla puede escribirse como:

$$\Delta l_V = -\Delta l_C \frac{k_C}{k_V} \quad \text{ec.(5.5)}$$

, donde Δl_C está dado por:

$$\Delta l_C = \varepsilon_C \cdot l_C^0 \quad \text{ec.(5.6)}$$

, y la rigidez de cada componente puede ser aproximada en forma teórica con un buen grado de precisión por $k = A \cdot E / l^0$, donde A es el área transversal, E es el módulo de *Young* y l^0 es la longitud inicial.

Además, teniendo en cuenta que el desplazamiento axial de las tuercas $\Delta l_{TUERCAS}$ es igual la suma del desplazamiento relativo de la varilla roscada y del cilindro, puede tenerse una estimación del ángulo relativo θ que deben girar las tuercas para generar la fuerza P_I deseada sobre la varilla:

$$\Delta l_{TUERCAS} = \Delta l_V + \Delta l_C \quad \text{ec.(5.7)}$$

$$\theta = \frac{(\Delta l_v + \Delta l_c) \cdot 360^\circ}{p}$$

ec.(5.8)

, donde p es el paso de la rosca.

5.3.2 Cálculo de la carga que debe ejercer la máquina de ensayos de fatiga

Dado que se desea producir un ciclo de fatiga con relación de carga $R = 0$, el valor de tensión mínima en la varilla durante el ensayo debe ser igual a cero. Por lo tanto, la máquina debe proveer una carga tal que contrarreste completamente la fuerza de tracción producida en la varilla durante el ajuste de las tuercas. La fuerza que proporciona la máquina se distribuye en distinta medida entre la varilla y el cilindro de acuerdo a sus respectivas rigideces. Es de interés establecer la relación entre las diversas fuerzas actuantes que componen el sistema, para lo cual se puede utilizar nuevamente una representación mediante un modelo de resortes, tal como muestra la figura 5.7 en la cual se indica el desplazamiento x , que sufre el sistema cuando la máquina de ensayos ejerce la fuerza P_M .

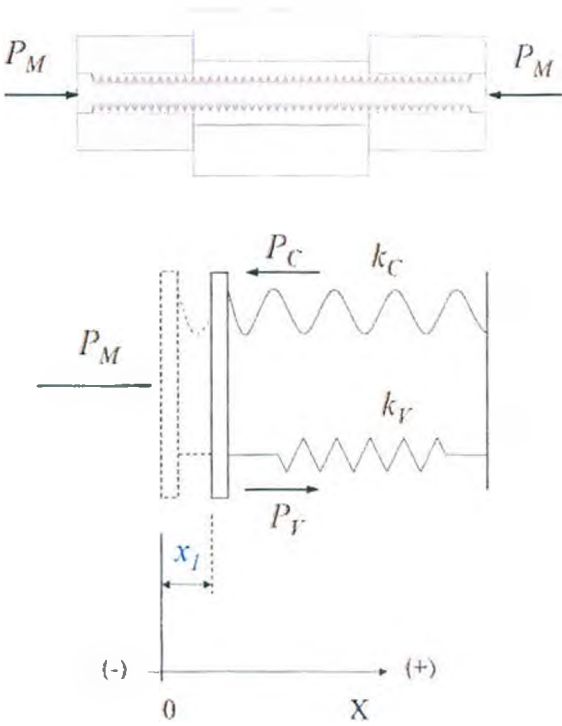


Figura 5.7 - Representación esquemática del sistema mediante resortes (análisis de la carga que debe ejercer la máquina).

Realizando el balance de fuerzas:

$$P_M + P_V - P_C = 0 \quad \text{ec.(5.9)}$$

, donde P_V y P_C pueden escribirse en términos de sus rigideces como:

$$P_V = k_V(\Delta l_V - x_1) \quad \text{ec.(5.10)}$$

$$P_C = k_C(\Delta l_C + x_1) \quad \text{ec.(5.11)}$$

Introduciendo la ec.(5.10) y ec.(5.11) en la ec.(5.9):

$$P_M = (k_C \cdot \Delta l_C - k_V \cdot \Delta l_V) + x_1(k_C + k_V) \quad \text{ec.(5.12)}$$

A partir de la ec.(5.10) es sencillo ver que la fuerza en la varilla se hace nula para un desplazamiento $x_1 = \Delta l_V$. Remplazando este valor en la ec.(5.12) se obtiene la máxima fuerza de compresión que debe ser desarrollada por la máquina de ensayos para lograr un ciclo de fatiga con $R = 0$ en la varilla:

$$P_M = k_C(\Delta l_V + \Delta l_C) \quad \text{ec.(5.13)}$$

Para lograr una mejor comprensión del sistema, en la figura 5.8 se muestra una representación gráfica de la ec.(5.10), ec.(5.11) y ec.(5.12). En dicha figura se muestra la variación de longitud del sistema x respecto a la fuerza que ejerce la máquina, y la distribución de la misma entre la varilla y el cilindro. Obsérvese que cuando $x = 0$, condición que corresponde al ajuste de las tuercas, las fuerzas en la varilla y el cilindro son iguales y opuestas.

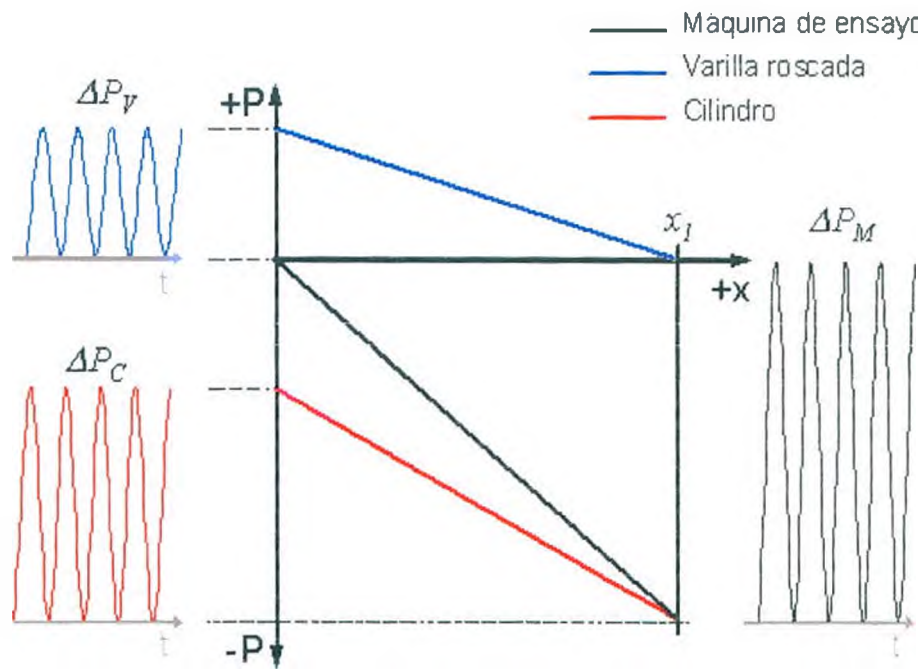


Figura 5.8 - Representación gráfica de la ec.(5.10), ec.(5.11) y ec.(5.12).

5.3.3 Estimación experimental de las rigideces del sistema

Como se comentó anteriormente, si bien las rigideces de los componentes del sistema pueden aproximarse bastante bien en forma teórica mediante las ecuaciones¹:

$$k_v = \frac{A_v \cdot E_v}{l_v^0} \qquad \text{ec.(5.14)}$$

$$k_c = \frac{A_c \cdot E_c}{l_c^0} \qquad \text{ec.(5.15)}$$

, estas también pueden obtenerse en forma experimental y de esta forma corroborar la exactitud de las aproximaciones teóricas. Para ello se determina en primer lugar la rigidez del cilindro sometándolo a un ensayo donde se registra la carga vs. el desplazamiento de la línea de carga (la constante de rigidez será igual a la pendiente de la curva). Luego, de forma similar, se determina la rigidez del dispositivo armado “varilla-cilindro-tuercas”, con lo que se obtiene la rigidez equivalente del sistema k_{EQ} . La rigidez experimental de la varilla puede deducirse a partir de las dos primeras

¹ La longitud inicial de la varilla l_v^0 considerada para el cálculo de la rigidez de la misma, no es exactamente igual a la longitud inicial del cilindro. En el Anexo 5.1 se demuestra que de todos modos el error cometido es despreciable.

mediante la ecuación:

$$k_{EQ} = k_p + k_c$$

ec.(5.16)

5.4 Desarrollo experimental

5.4.1 Construcción de las probetas

Luego de analizar los datos referidos al comportamiento a la fatiga de varios tipos de roscas [1] y de acuerdo a la capacidad de la máquina de ensayos disponible, se decidió construir las probetas de diámetro 12mm y rosca tipo ISO estándar de paso métrico 1.75mm (ISO M12x1.75), la cual posee un diámetro interno (diámetro del valle de la rosca) de 9.88mm y un radio de valle de 0.253mm.

Las probetas se construyeron de una longitud de 70mm a partir de varillas roscadas estándar, las cuales se comercializan con una longitud aproximada de 1m. Primeramente, para los ensayos preliminares con los cuales se puso a punto el método experimental, se utilizaron varillas compradas en locales de venta directa al público; éstas son pertenecientes a distintos lotes de fabricación y por lo tanto sus resultados no son comparables. Una vez puesto a punto el método experimental, se compraron directamente desde fábrica unas 25 varillas roscadas pertenecientes al mismo lote de fabricación, de las cuales se extrajeron las probetas para realizar el resto de los experimentos. Con la intención de caracterizar alguna de las propiedades mecánicas de los materiales empleados, se realizaron mediciones de dureza *Rockwell B* (HRB) y se evaluaron la tensión de fluencia y la tensión última de rotura mediante ensayos de tracción sobre probetas *subsize* extraídas de las varillas, de acuerdo norma ASTM E8M [2]. En la tabla 5.1 se detallan los valores obtenidos, mientras que en la figura 5.9 se muestra las varillas roscadas utilizadas y en la figura 5.10 las probetas utilizadas en los ensayos de tracción.

Tabla 5.1 - Propiedades mecánicas de los materiales ensayados

Serie	Tipo de rosca	σ_Y [MPa]	σ_{UTS} [MPa]	HRB
I	M12x1.75	597	617	90
II	M12x1.75	664	681	93.5
III	M12x1.75	587	633	91
IV	M12x1.75	595	601	90.5



Figura 5.9 - Varillas roscadas M12x1.75 de 1m de longitud.

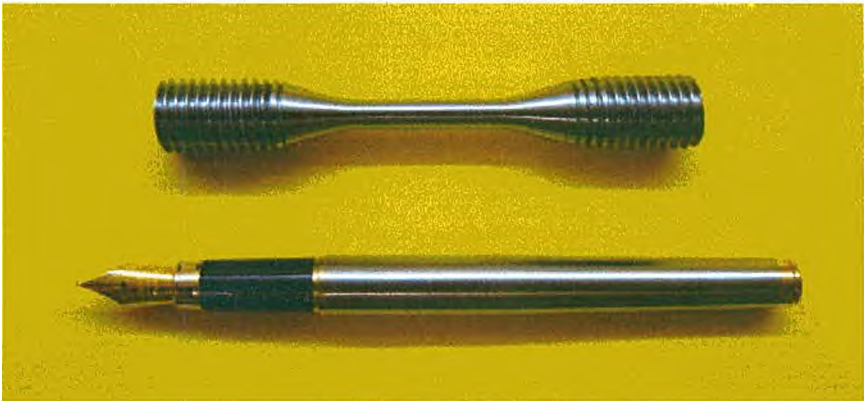


Figura 5.10 - Probeta para ensayo de tracción de tamaño subsize de acuerdo a norma ASTM E8M (2001).

5.4.2 Cilindro y tuercas de ajuste

Para obtener una relación de rigidez adecuada entre la probeta y el cilindro, se optó por construir este último de aluminio. Las tuercas de ajuste se maquinaron a partir de una varilla hexagonal de acero AISI 1045. En la tabla 5.II se indican las dimensiones de ambos componentes, mientras que en la figura 5.11 puede observarse una imagen del conjunto tuercas-varilla-cilindro antes de su montaje.

Tabla 5.II - Características constructivas del cilindro y tuercas

Componente	Diámetro interno [mm]	Diámetro externo [mm]	Longitud [mm]	Material
Cilindro	13	25.4	35	aluminio
Tuerca sup.	M12x1.75	apto llave hex. 22	30	acero (AISI 1045)
Tuerca inf.	M12x1.75	apto llave hex. 22	30	acero (AISI 1045)

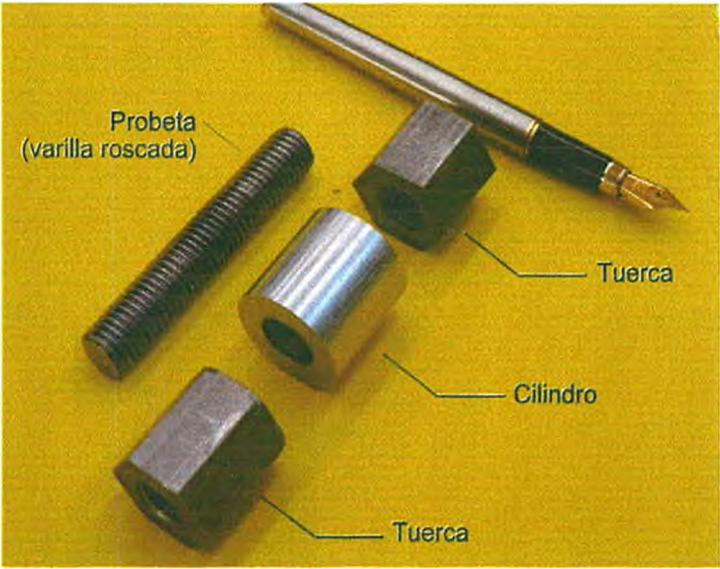


Figura 5.11 - Conjunto tuercas-varilla-cilindro, antes de su montaje.

5.4.3 Máquina de ensayos e instrumentación

Para llevar a cabo los ensayos de fatiga se utilizó -al igual que para los ensayos del capítulo anterior- la máquina de fatiga por resonancia AMSLER HFP 422 de 100kN de capacidad. El esquema de carga en compresión necesario para realizar los ensayos se logra ubicando el conjunto tuercas-varilla-cilindro entre los platos de compresión de la máquina, tal como se muestra en la figura 5.12.

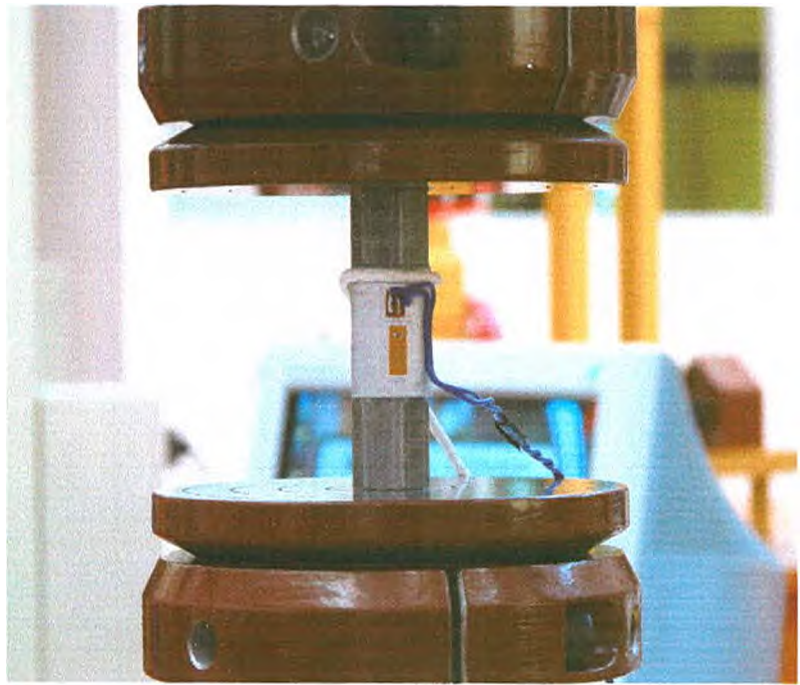


Figura 5.12 - Dispositivo experimental montado entre los platos de compresión de la máquina de ensayos.

El registro del ciclo de carga sobre el dispositivo se realiza mediante la conexión de la salida de la celda de carga de la máquina de ensayos a un osciloscopio. A partir de éste y utilizando las relaciones desarrolladas en el punto 5.3 se obtiene el ciclo de carga impuesto sobre la probeta en tiempo real.

La deformación a la que se ve sometido el cilindro de aluminio durante el ajuste de las tuercas y durante el ensayo de fatiga se cuantifica mediante el uso de galgas extensométricas (*strain gages*). Para contemplar la ocurrencia de posibles desalineaciones durante el ajuste de las tuercas, se utilizaron dos galgas ubicadas en extremos opuestos del cilindro de modo de obtener la deformación promedio del mismo. La adquisición de datos provenientes de las galgas se realizó con un equipo de extensometría *Vishay Micro-Measurements (Vishay Intertechnology, Inc.)* modelo P3, utilizando conexión de un cuarto de puente para cada galga. En las figuras 5.13 y 5.14 pueden observarse imágenes del arreglo experimental completo.

Un punto que requiere particular atención es la selección de las galgas extensométricas utilizadas, ya que éstas deben poder soportar la deformación cíclica impuesta sin sufrir daños que introduzcan error en la medición de deformación. Cuando una galga extensométrica sufre daños por fatiga, se generan primeramente fisuras que distorsionan la lectura durante la parte de tracción del ciclo de carga (correspondiente a la apertura de la fisura). Por lo que puede verificarse el desempeño de la galga utilizando un osciloscopio para analizar si existe distorsión en la señal de salida durante



Figura 5.13 - Arreglo experimental utilizado para los ensayos.

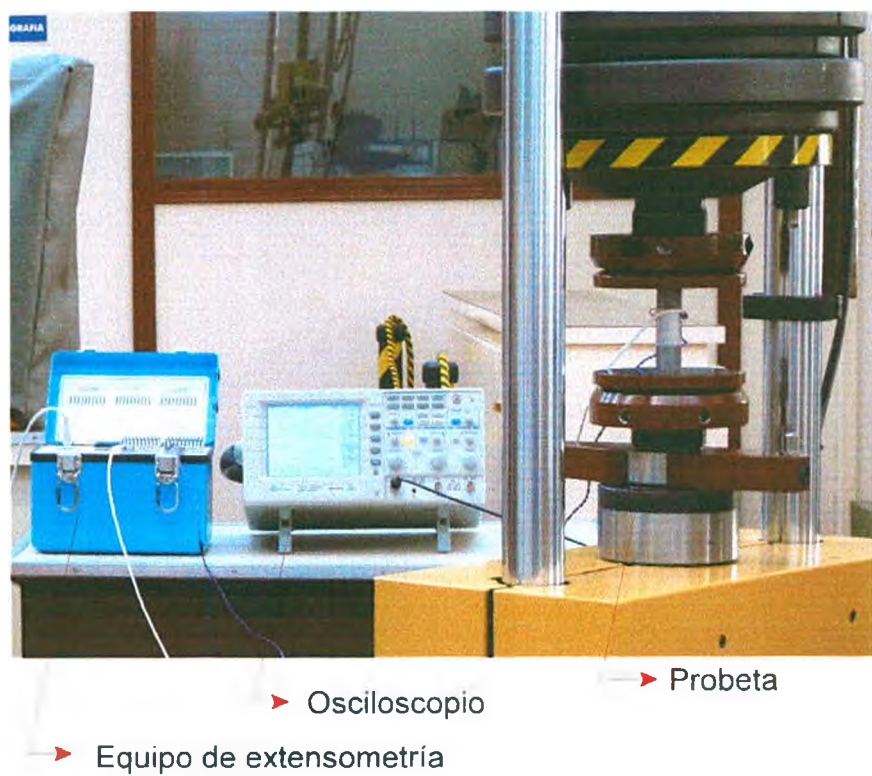


Figura 5.14 - Detalle de la instrumentación utilizada y montaje del dispositivo de ensayo.

el ensayo de fatiga [3]. Para el dispositivo experimental diseñado, se seleccionaron galgas aptas para su empleo sobre aluminio y de tal modo que la deformación acontecida durante los ensayos representa solo un 10% de su capacidad máxima, de modo de poder maximizar su vida a la fatiga. Las características principales de las galgas empleadas se muestran en la tabla 5.III.

Tabla 5.III - Características principales de las galgas extensométricas utilizadas

Fabricante:	Vishay
Nº de referencia:	172214
Tipo:	EA-13-125 AC- 350
Resistencia:	350 Ω
Gage factor (24°C):	2.135 $\pm$ 0.5%
Sensibilidad transversal:	(+ 0.9 $\pm$ 0.2%)

La adquisición de datos provenientes de las galgas extensométricas no es continua, debido a que la frecuencia a la cual transcurre el ensayo ($\approx 225\text{hz}$) es ampliamente superior a la velocidad máxima de adquisición de datos del equipo de extensometría (1hz). Dicho equipo muestrea una gran cantidad de datos en el lapso de tiempo ajustado, pero solo registra el valor promedio de tales datos. De este modo, se obtiene el registro de la deformación promedio (deformación media) del ciclo de fatiga en función del tiempo (figura 5.15). Siendo conocida la frecuencia de ensayo, puede relacionarse luego, la deformación media con la cantidad de ciclos transcurridos.

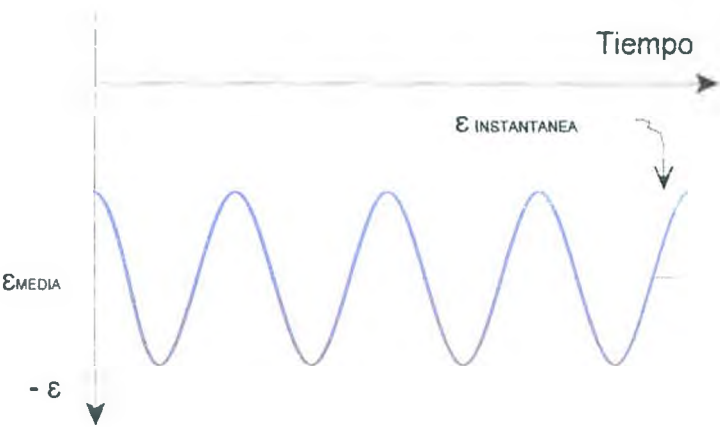


Figura 5.15 - Deformación real acontecida en el cilindro y deformación media registrada mediante el equipo de extensometría.

5.5 Resultados experimentales

5.5.1 Interpretación de los datos adquiridos

Luego de ajustar las condiciones de ensayos deseadas, si las cargas involucradas son lo suficientemente altas, una vez transcurrida una determinada cantidad de ciclos comenzará a crecer una fisura en el último diente hermano entre la varilla y alguna de las dos tuercas, registrándose con el equipo de extensometría una curva como la mostrada en la figura 5.16. Las gráficas corresponden a la deformación promedio que mide cada galga sobre el cilindro (notese que la deformación está indicada en *microstrain* “ μs ”). Claramente pueden diferenciarse dos etapas bien características: la etapa I que corresponde al período de nucleación de fisura; y la etapa II que corresponde al período de crecimiento de fisura. La disminución de la deformación observada en esta última corresponde a la pérdida de rigidez que ocurre en la varilla a medida que la fisura crece, lo cual genera una relajación del sistema “tuercas-varilla-cilindro”. Este hecho implica que la amplitud del ciclo de carga impuesto en la varilla no permanece constante durante la etapa de crecimiento de fisura; cuestión que se ampliará en el capítulo siguiente, concerniente la velocidad de crecimiento de fisura.



Figura 5.16 - Registro de la deformación en el cilindro obtenido mediante el equipo de extensometría.

Con la intención de facilitar la comprensión del sistema, en la figura 5.17 se ilustra el esquema de deformaciones que acontece tanto en el cilindro como en la varilla, donde primeramente puede verse la parte inicial del ensayo en la cual se impone la sobrecarga y luego los ciclos de fatiga. Nótese que incluso en la etapa de sobrecarga donde las fuerzas impuestas en la varilla y el cilindro son las mismas, los desplazamientos sufridos (y por lo tanto las deformaciones) son diferentes por tener ambos componentes rigideces distintas. Durante el ensayo de fatiga, aunque solo se mide la deformación media en el cilindro, con los parámetros del ensayo pueden estimarse las deformaciones y cargas instantáneas en el cilindro y la varilla, que luego se utilizan para realizar los análisis de fatiga deseados.

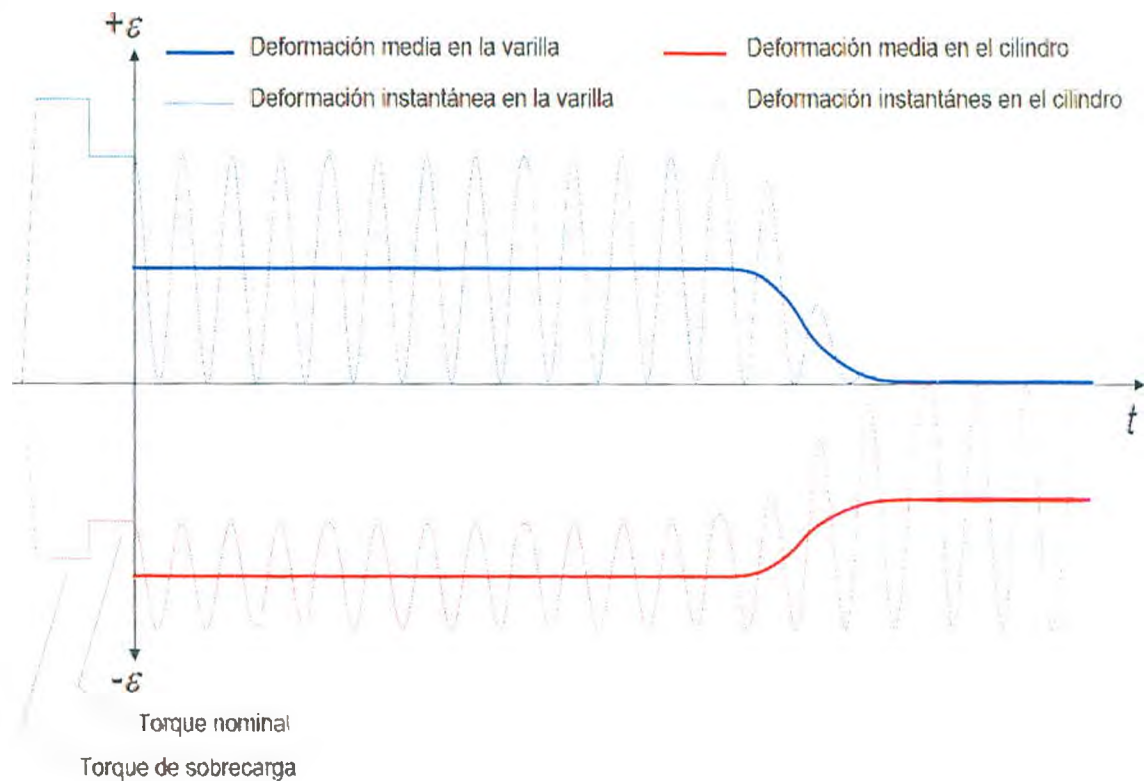


Figura 5.17 - Esquema de deformaciones que acontece en el cilindro y la varilla durante el ensayo.

Respecto a las etapas de nucleación y crecimiento de fisura, aunque es de gran interés determinar claramente la extensión de las mismas, la metodología para definir el inicio de la etapa II es subjetiva, y por lo tanto debe imponerse mediante algún criterio. En el presente trabajo se ha considerado que el inicio de la falla corresponde a una reducción del 0.2% respecto al valor de deformación promedio inicial. El final de la etapa II es más fácil de establecer y se define como el número de ciclos para el cual la disminución de la deformación en el cilindro se detiene. A este punto corresponde un tamaño de fisura que prácticamente abarca toda la superficie circular de la probeta (figura 5.18).



Figura 5.18 - Morfología de la fisura generada en la probeta en un ensayo hasta la rotura total.

La fisura se genera en la raíz del primer diente hermanado entre la varilla y algunas de las dos tuercas, abarcando prácticamente toda la helicoide del mismo. Como ya se ha comentado en el capítulo 2, esta zona corresponde al sitio donde se producen las mayores tensiones en la unión [4].

En algunos ensayos pueden ocurrir ciertas desalineaciones durante el montaje del dispositivo que ocasionan variaciones en la deformación media que registra cada galga (curvas de igual color en la figura 5.19). Sin embargo, como puede observarse en la figura 5.20, al promediar la adquisición de ambas galgas para una serie de ensayos bajo las mismas condiciones, se encuentra que las deformaciones medidas son muy similares entre los diversos ensayos.

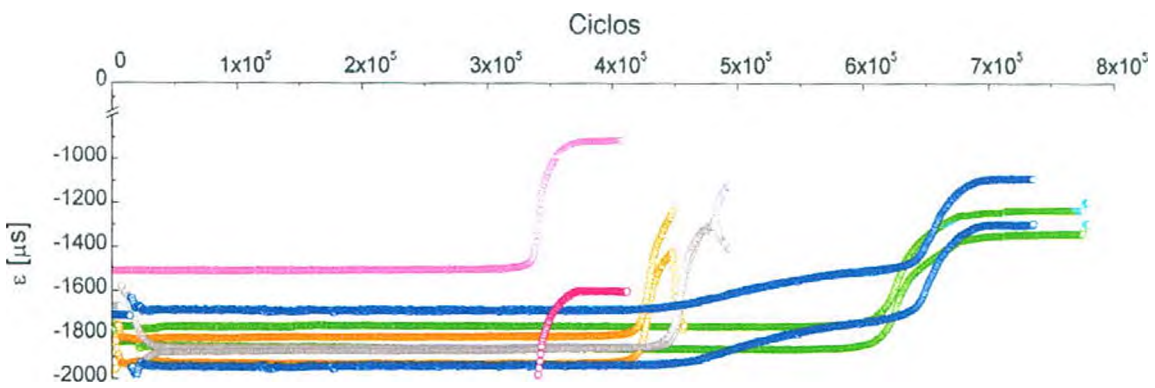


Figura 5.19 - Deformación registrada por cada galga extensométrica sobre el cilindro.

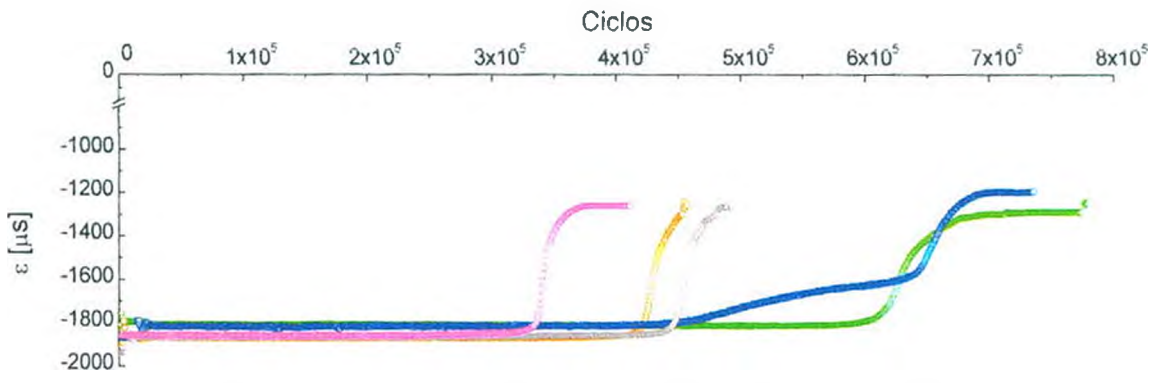


Figura 5.20 - Promedio de la deformación registrada ambas galgas.

Debido a que desalineaciones excesivas podrían tener un efecto significativo en la vida a la fatiga de la varilla roscada, se utilizó la lectura independiente de cada galga con el objetivo de minimizar el efecto de las desalineaciones (reajustando el dispositivo en caso de observar variaciones pronunciadas). Teniendo en mente los resultados que son posibles de ser obtenidos con el arreglo experimental, se realizaron diversas series de ensayos con objetivos particulares. En la Tabla 5.IV se presenta una resumida descripción del propósito y los parámetros utilizados en cada una de ellas. En los puntos consecuentes se analizarán en detalle los resultados obtenidos en cada caso.

Tabla 5.IV - Resumen de los objetivos y parámetros utilizados en cada serie de ensayos

Serie	Componente	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	Objetivo
I	ISO M12x1.75	0.5	0.5	Poner a punto el diseño experimental. Realizar pruebas preliminares. Obtener datos en la parte media de la curva S-N. Evaluar la influencia de distintos valores de carga P_{mF} / P_Y .
		0.6	0.6	
II	ISO M12x1.75	0.5	0.5	Obtener datos en la parte media de la curva S-N. Evaluar la influencia de dos valores de sobrecarga P_{OL} / P_Y .
		0.6	0.5	
		0.6	0.6	
		0.7	0.6	
III	ISO M12x1.75	0.65	0.65	Evaluar la influencia de distintos valores de sobrecarga P_{OL} / P_Y .
		0.75	0.65	
		0.85	0.65	
		0.95	0.65	
IV	ISO M12x1.75	0.6	0.6	Evaluar la influencia de distintos valores de sobrecarga P_{OL} / P_Y para distintos niveles de carga máxima de ensayo P_{mF} / P_Y .
		0.7	0.6	
		0.8	0.6	
		0.9	0.6	
		0.65	0.65	
		0.7	0.65	
		0.8	0.65	
		0.9	0.65	
		0.7	0.7	
		0.8	0.7	
		0.9	0.7	

5.5.2 Serie I

Luego de realizar algunos ensayos preliminares con la intención de poner a punto el arreglo experimental, se llevó a cabo la primer serie de ensayos cuyo objetivo fue simplemente corroborar la influencia del valor de carga máxima utilizada en el ensayo de fatiga (P_{mF} / P_Y) sobre la cantidad de ciclos a la rotura, sin tener en cuenta aún los efectos de sobrecargas ($P_{OL} / P_{mF} = 1$). En la tabla 5.V

se muestran los parámetros utilizados y los resultados hallados.

Como puede observarse, los resultados son los esperables en un ensayo de fatiga donde para cargas medias más altas se tiene una menor vida a la fatiga y una dispersión de resultados más reducida [5]. Además, observando la figura 5.21 puede notarse que la cantidad de ciclos promedio en cada nivel de tensión no coincide con el valor de la media, lo que denota que las distribuciones de resultados son asimétricas.

Tabla 5.V - Parámetros de ensayo y resultados correspondientes a la serie I

Componente	P_Y [kN]	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Ciclos	Probetas ensayadas
ISO M12x1.75	45.78	0.51	0.51	1	1.00 E+06	3
		0.63	0.63	1	441 E+05	6

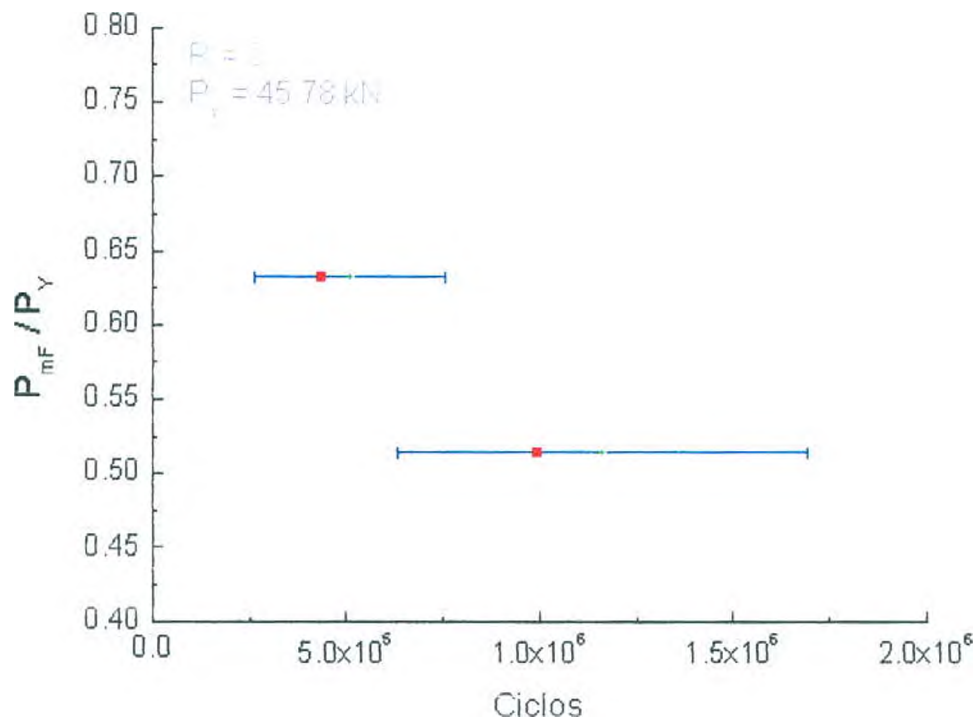


Figura 5.21 - Resultados correspondientes a los ensayos de la serie I.

5.5.3 Serie II

El objetivo en la segunda serie de ensayos fue evaluar la influencia de las tensiones residuales generadas mediante el método de sobretorque inicial. Primeramente se ensayaron dos grupos de tres probetas cada uno, a niveles de tensión (P_{mF} / P_t) similares a los utilizadas en la serie I. Luego se ensayaron otros dos grupos de probetas, bajo los mismos niveles de tensión, pero habiendoles aplicado previamente una sobrecarga de aproximadamente 18% respecto a la tensión utilizada en el ensayo de fatiga. En la tabla 5.VI se detallan los parámetros utilizados y los resultados hallados.

Tabla 5.VI - Parámetros de ensayo y resultados correspondientes a la serie II

Componente	P_Y [kN]	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Ciclos	Probetas ensayadas
ISO M12x1.75	50.91	0.5	0.5	1	1.03 E+06	3
		0.6	0.5	1.2	3.23 E+06	3
		0.6	0.6	1	2.79 E+05	3
		0.7	0.6	1.16	9.08 E+05	3

Los resultados plasmados en la figura 5.22 indican que las sobrecargas impuestas a las probetas antes del ensayo dinámico incrementan la resistencia a la fatiga de las mismas. Debe notarse también que la dispersión de resultados resulta de mayor amplitud. En la figura 5.23 se muestran los mismos resultados, pero esta vez escritos en términos del parámetro P_{mF} / P_Y de modo de visualizar con mayor claridad el incremento en la vida a la fatiga sobre las probetas que han sido sometidas a sobretorques.

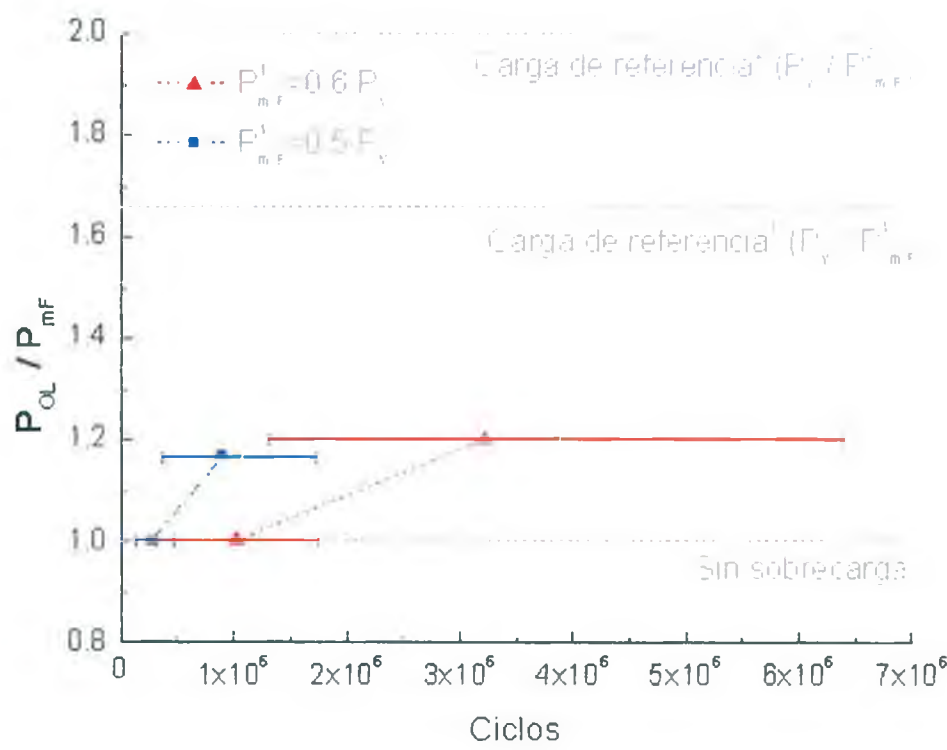


Figura 5.22 - Resultados correspondientes a los ensayos de la serie II (P_{OL} / P_{mF} vs. ciclos).

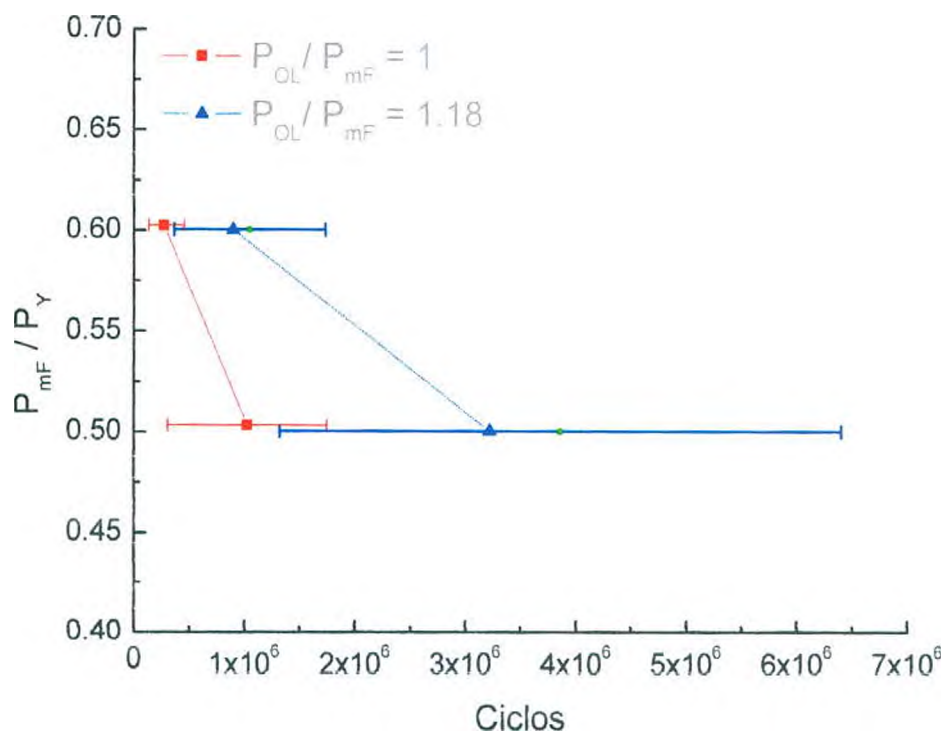


Figura 5.23 - Resultados correspondientes a los ensayos de la serie II (P_{mF} / P_Y vs. ciclos).

Si bien en términos absolutos el incremento en el número de ciclos observados es distinto para los distintos niveles de tensión máxima (P_{mF} / P_Y) utilizados en los ensayos, se encuentra que el aumento porcentual de ciclos con respecto a la condición sin sobrecarga inicial es muy similar en ambos casos. Este resultado se muestra la tabla 5.VII, donde F es el factor de aumento en la vida a la fatiga entre los ensayos con y sin sobrecarga inicial para un dado nivel de tensión de ensayo:

Tabla 5.VII - Aumento en la vida a la fatiga producido en probetas de la serie II

P_{OL} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	F
0.6	1.2	3.11
0.7	1.16	3.24

Otro resultado interesante se encuentra en el análisis del número de ciclos que demanda el crecimiento de fisura. Si se superponen los extremos de las curvas que representan el crecimiento de fisura debido a la pérdida de rigidez del sistema, se encuentra que estos sectores de las curvas son muy similares para los grupos de probetas que han sido ensayadas a un mismo nivel de tensiones P_{mF} / P_Y independientemente si las probetas han sido sometidas a sobrecargas iniciales o no. En la figura 5.24 se muestra lo comentado para el grupo de probetas ensayadas con $P_{mF} / P_Y = 0.6$.

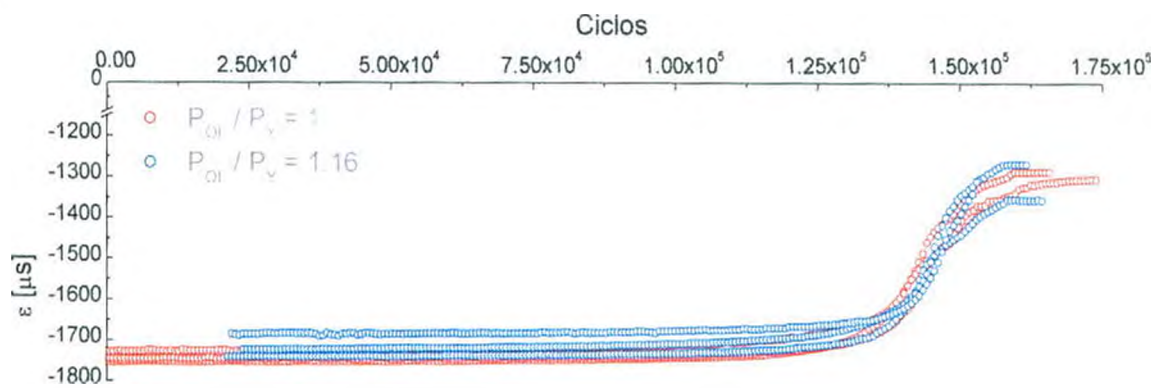


Figura 5.24 - Evaluación número de ciclos demandado durante la etapa de crecimiento de fisura (varilla II).

5.5.4 serie III

El objetivo en la tercer serie fue evaluar en forma más minuciosa el efecto de la magnitud de la sobrecarga inicial sobre el comportamiento a la fatiga de las probetas. Para ello se realizaron los ensayos en cuatro grupos de tres probetas cada uno, donde el primer grupo fue ensayado sin sobrecarga inicial, y los restantes con sobrecargas P_{OL} / P_{mF} de 15%, 30% y 45%, tal como se muestra en la tabla 5.VIII junto a los resultados obtenidos.

Tabla 5.VIII - Parámetros de ensayo y resultados correspondientes a la serie II

Componente	P_Y [kN]	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Ciclos	Probetas ensayadas
ISO M12x1.75	45.00	0.65	0.65	1	4.33 E+05	3
		0.75	0.65	1.15	4.72 E+05	3
		0.85	0.65	1.30	6.66 E+05	3
		0.95	0.65	1.46	9.03 E+05	3

Los resultados mostrados en la figura 5.25 indican que ocurre una clara tendencia hacia un aumento en la vida a la fatiga a medida que se aumenta la sobrecarga inicial utilizada. También puede notarse que mientras mayor es la sobrecarga inicial utilizada, mayor amplitud se genera en la dispersión de los resultados; tendencia que ya ha sido observada en los resultados de la serie II. El factor de aumento en la vida a la fatiga para cada grupo de probetas se indica en la tabla 5.IX

Respecto a la cantidad de ciclos que dura el crecimiento de la fisura en las distintas probetas, al igual que en la serie II, no se encuentra relación entre el mismo y la sobrecarga inicial. Este resultado puede deducirse de la figura 5.26 donde se han superpuesto las curvas correspondientes al crecimiento de la fisura para cada probeta, observándose que los ciclos consumidos durante dicha etapa son muy similares.

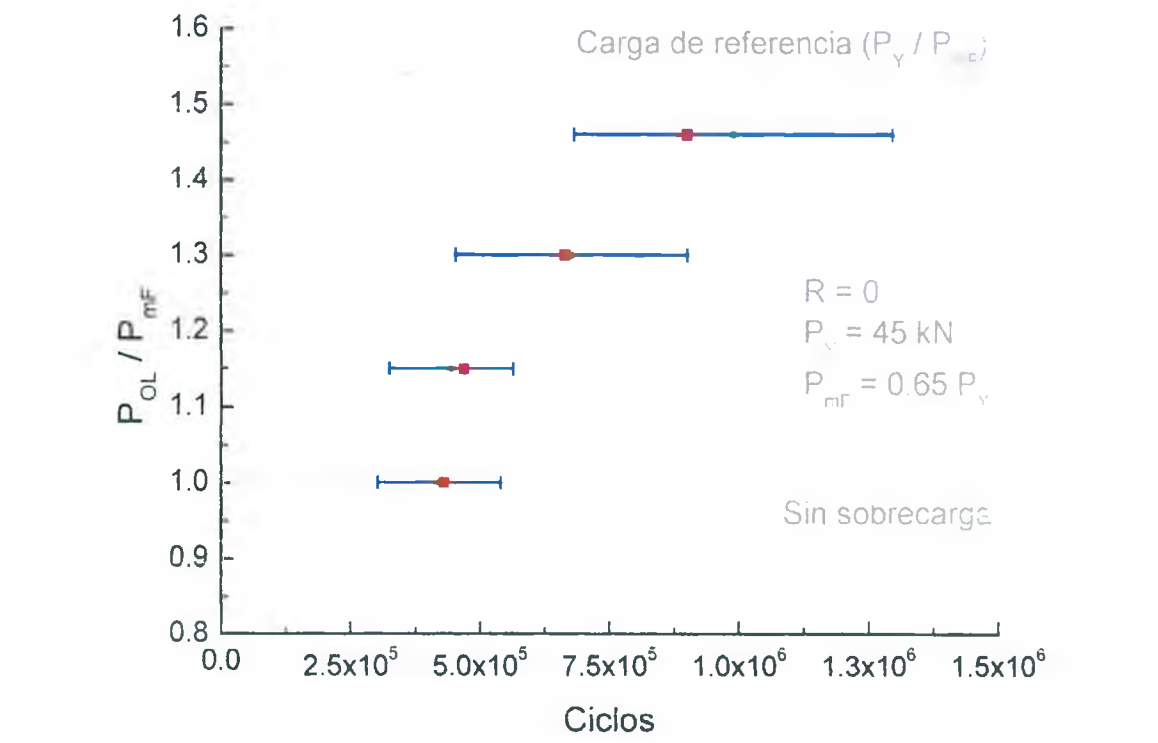


Figura 5.25 - Resultados correspondientes a los ensayos de la serie III.

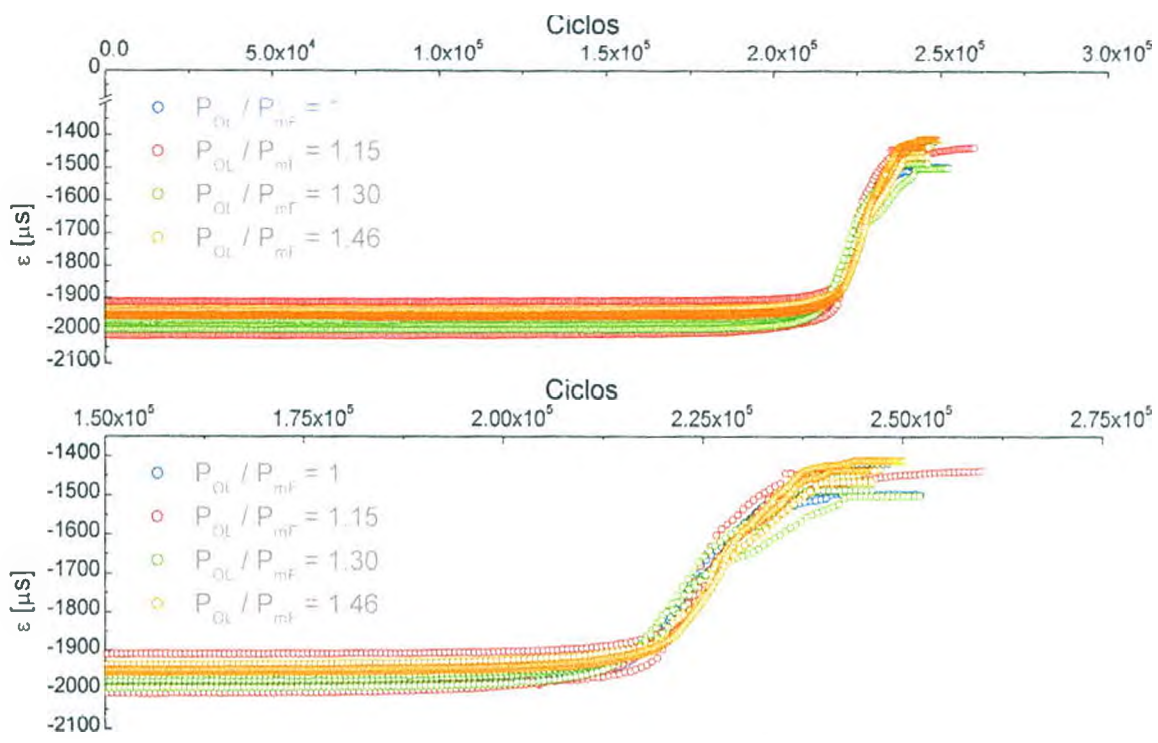


Figura 5.26 - Evaluación número de ciclos demandado durante la etapa de crecimiento de fisura (varilla III).

Tabla 5.IX - Aumento en la vida a la fatiga producido en probetas de la serie III

P_{OL} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	F
0.75	1.15	1.089
0.85	1.30	1.538
0.95	1.46	2.084

5.5.5 Serie IV

Aunque los resultados de las series I, II y III son de gran importancia, los mismos estuvieron acotados al análisis puntual de un único parámetro, debido al número limitado de probetas con el que se contó para cada serie. Este hecho corresponde a que se disponía de varillas roscadas pertenecientes a distintos lotes de fabricación (y por lo tanto no comparables) por los que solo se pudo utilizar una varilla por serie, de donde a lo sumo se logr extraer unas 13 probetas.

El objetivo de la serie IV fue analizar en conjunto la influencia de la carga máxima utilizada en el ensayo de fatiga (P_{mF} / P_Y) y la magnitud de la sobrecarga utilizada (P_{OL} / P_{mF}). Para ello, como se comentó anteriormente, se emplearon varillas roscadas pertenecientes todas al mismo lote de fabricación adquiridas directo desde fábrica.

En esta serie vale la pena describir con más ahínco los resultados obtenidos, ya que debido a la gran cantidad de ensayos realizados, los resultados vertidos a continuación pueden ser materia de estudio para futuros tratamientos estadísticos en trabajos de investigación relacionados con el tema. Primeramente el la tabla 5.X y en figura 5.27 se describen los parámetros utilizados y resultados generales de cada grupo de probetas ensayadas en el experimento, donde los ciclos corresponden solo a la etapa de crecimiento de fisura (etapa I). En las tablas y gráficos subsecuentes se detallan los resultados de cada probeta para cada condición de ensayo particular (notar que los gráficos están contruidos con escalas diferentes en el eje de las abscisas, para facilitar su visualización).

Tabla 5.X - Parámetros de ensayo y resultados correspondientes a la serie IV

Componente	P_Y [kN]	P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Ciclos	Probetas ensayadas
ISO M12x1.75	45.62	0.6	0.6	1	5.54 E+05	6
		0.7	0.6	1.167	6.32 E+05	4
		0.8	0.6	1.333	2.63 E+06	5
		0.9	0.6	1.5	2.16 E+06	5
		0.65	0.65	1	2.53 E+05	5
		0.7	0.65	1.077	3.56 E+05	5
		0.8	0.65	1.231	4.46 E+05	5
		0.9	0.65	1.385	4.29 E+05	5
		0.7	0.7	1	2.29 E+05	5
		0.8	0.7	1.143	2.56 E+05	5
		0.9	0.7	1.286	3.32 E+05	5

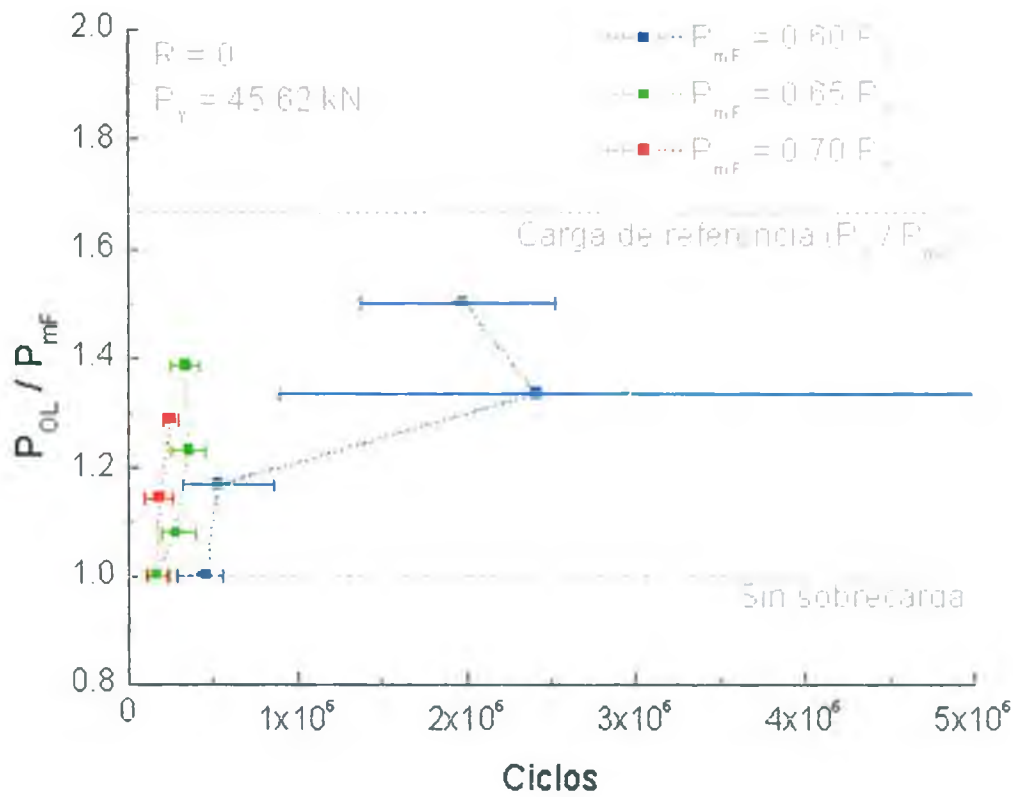


Figura 5.27 - Resultados correspondientes a los ensayos de la serie IV.

Tabla 5.XI - Parámetros de ensayo y resultados serie IV, $P_{mF} / P_Y = 0.6$

Probeta	Parámetros de ensayo			Cantidad de ciclos		
	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	Etapla I	Etapla II	Totales
12	0.60	0.60	1.000	4.44E+05	1.03E+05	5.47E+05
13				5.65E+05	7.37E+04	6.39E+05
14				5.36E+05	7.87E+04	6.14E+05
15				4.27E+05	1.13E+05	5.39E+05
16				5.37E+05	7.73E+04	6.14E+05
17				2.96E+05	6.61E+04	3.62E+05
Promedio				4.67E+05	8.52E+04	5.52E+05
Desv. Est.				1.01E+05	1.83E+04	1.01E+05
Coef. Var.				0.215	0.214	0.184
18	0.60	0.70	1.167	3.26E+05	1.17E+05	4.43E+05
19				falló el ensayo		
20				5.23E+05	7.70E+04	6.00E+05
21				8.67E+05	1.01E+05	9.68E+05
22				4.19E+05	8.77E+04	5.07E+05
Promedio				5.34E+05	9.58E+04	6.30E+05
Desv. Est.				2.36E+05	1.74E+04	2.35E+05
Coef. Var.				0.443	0.182	0.373
23	0.60	0.80	1.333	1.17E+06	2.97E+05	1.46E+06
24				1.71E+06	3.35E+05	2.04E+06
25				5.00E+06	run out	5.00E+06
26				8.96E+05	1.12E+05	1.01E+06
27				3.33E+06	2.89E+05	3.62E+06
Promedio				2.42E+06	2.58E+05	2.63E+06
Desv. Est.				1.72E+06	9.95E+04	1.65E+06
Coef. Var.				0.712	0.385	0.629
28	0.60	0.90	1.500	1.75E+06	2.38E+05	1.99E+06
29				2.13E+06	2.56E+05	2.39E+06
30				1.39E+06	9.77E+04	1.49E+06
31				2.13E+06	1.09E+05	2.24E+06
33				2.54E+06	1.62E+05	2.70E+06
Promedio				1.99E+06	1.73E+05	2.16E+06
Desv. Est.				4.35E+05	7.26E+04	4.56E+05
Coef. Var.				0.219	0.420	0.211

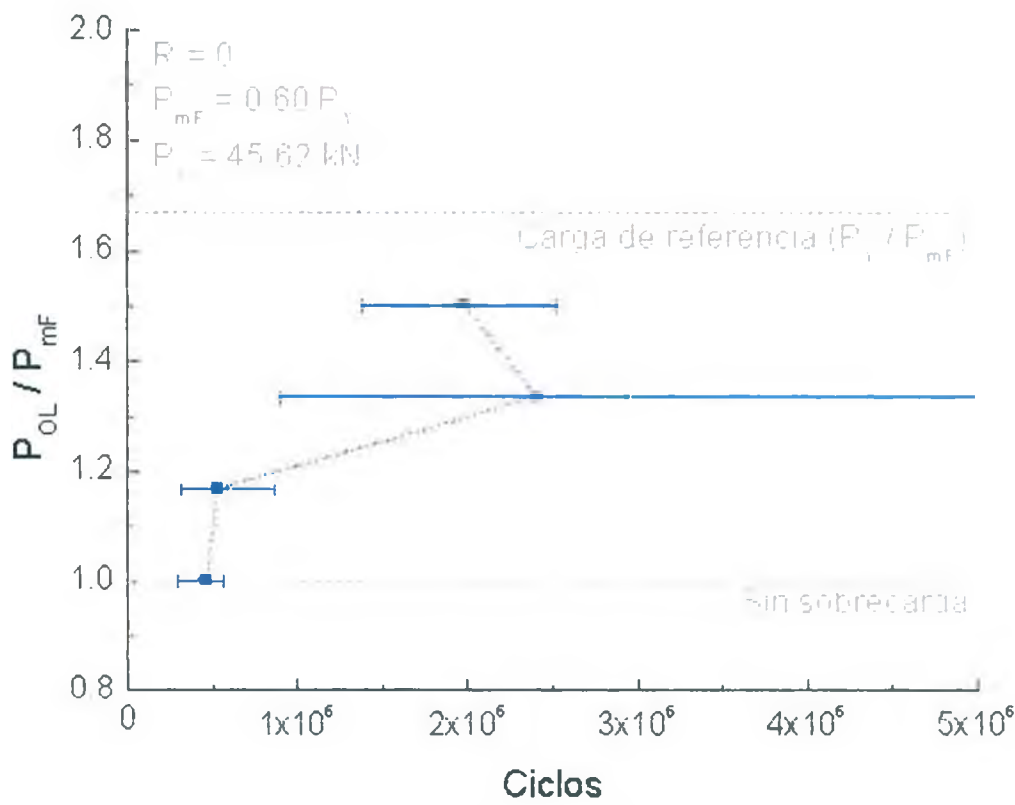


Figura 5.28 - Resultados serie IV, $P_{mF} / P_y = 0.6$.

Tabla 5.XII - Parámetros de ensayo y resultados serie IV, $P_{mF}/P_Y = 0.65$

Probeta	Parámetros de ensayo			Cantidad de ciclos		
	P_{mF}/P_Y	P_{OL}/P_Y	P_{OL}/P_{mF}	Etapla I	Etapla II	Totales
57	0.65	0.65	1.000	1.75E+05	6.46E+04	2.39E+05
58				2.49E+05	6.89E+04	3.18E+05
59				1.84E+05	7.16E+04	2.56E+05
60				1.19E+05	6.82E+04	1.87E+05
61				1.60E+05	1.08E+05	2.67E+05
Promedio				1.77E+05	7.61E+04	2.53E+05
Desv. Est.				4.72E+04	1.77E+04	4.73E+04
Coef. Var.				0.266	0.232	0.187
72	0.65	0.70	1.077	2.70E+05	7.12E+04	3.41E+05
73				3.19E+05	6.74E+04	3.87E+05
74				2.01E+05	6.07E+04	2.62E+05
75				2.38E+05	9.16E+04	3.30E+05
76				4.01E+05	6.05E+04	4.62E+05
Promedio				2.86E+05	7.03E+04	3.56E+05
Desv. Est.				7.78E+04	1.27E+04	7.41E+04
Coef. Var.				0.272	0.181	0.208
77	0.65	0.80	1.231	3.76E+05	7.19E+04	4.48E+05
78				4.58E+05	6.27E+04	5.21E+05
79				3.87E+05	9.46E+04	4.82E+05
80				3.38E+05	8.83E+04	4.27E+05
81				2.58E+05	9.61E+04	3.54E+05
Promedio				3.64E+05	8.27E+04	4.46E+05
Desv. Est.				7.31E+04	1.48E+04	6.25E+04
Coef. Var.				0.201	0.178	0.140
82	0.65	0.90	1.385	3.45E+05	8.99E+04	4.35E+05
83				2.55E+05	7.06E+04	3.26E+05
84				4.35E+05	7.20E+04	5.07E+05
85				3.65E+05	6.93E+04	4.35E+05
86				3.56E+05	7.85E+04	4.34E+05
Promedio				3.51E+05	7.60E+04	4.27E+05
Desv. Est.				6.42E+04	8.50E+03	6.48E+04
Coef. Var.				0.183	0.112	0.152

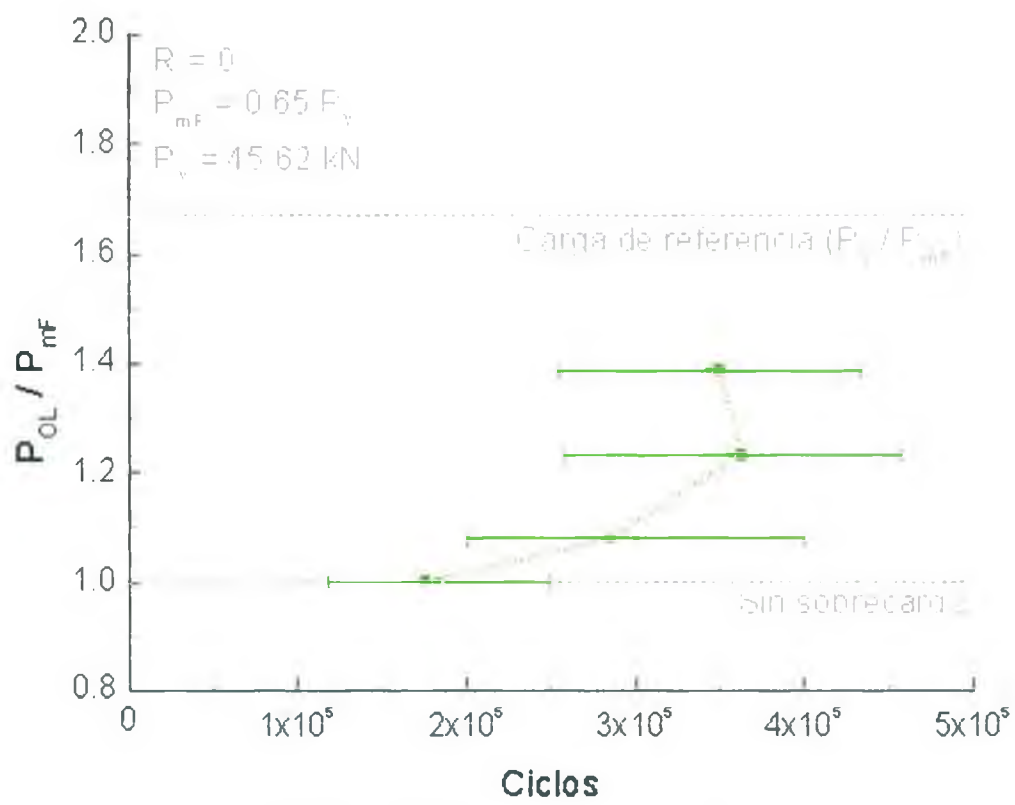


Figura 5.29 - Resultados serie IV, $P_{mF} / P_Y = 0.65$.

Tabla 5.XIII - Parámetros de ensayo y resultados serie IV, $P_{mF} / P_Y = 0.7$

Probeta	Parámetros de ensayo			Cantidad de ciclos		
	P _{mF} / P _Y	P _{OL} / P _Y	P _{OL} / P _{mF}	Etapas I	Etapas II	Totales
52	0.70	0.70	1.000	2.34E+05	6.67E+04	3.01E+05
53				1.41E+05	6.36E+04	2.05E+05
54				1.12E+05	5.75E+04	1.70E+05
55				1.60E+05	7.50E+04	2.35E+05
56				1.70E+05	6.49E+04	2.35E+05
Promedio				1.64E+05	6.56E+04	2.29E+05
Desv. Est.				4.52E+04	6.32E+03	4.83E+04
Coef. Var.				0.276	0.096	0.210
62	0.70	0.80	1.143	2.52E+05	6.25E+04	3.14E+05
63				1.33E+05	8.05E+04	2.13E+05
64				1.06E+05	6.94E+04	1.76E+05
65				2.76E+05	7.87E+04	3.55E+05
66				1.46E+05	7.69E+04	2.23E+05
Promedio				1.83E+05	7.36E+04	2.56E+05
Desv. Est.				7.63E+04	7.52E+03	7.52E+04
Coef. Var.				0.418	0.102	0.293
67	0.70	0.90	1.286	2.60E+05	5.74E+04	3.17E+05
68				2.63E+05	5.26E+04	3.15E+05
69				2.87E+05	8.32E+04	3.70E+05
70				3.08E+05	6.99E+04	3.78E+05
71				2.12E+05	6.79E+04	2.80E+05
Promedio				2.66E+05	6.62E+04	3.32E+05
Desv. Est.				3.58E+04	1.19E+04	4.11E+04
Coef. Var.				0.135	0.180	0.124

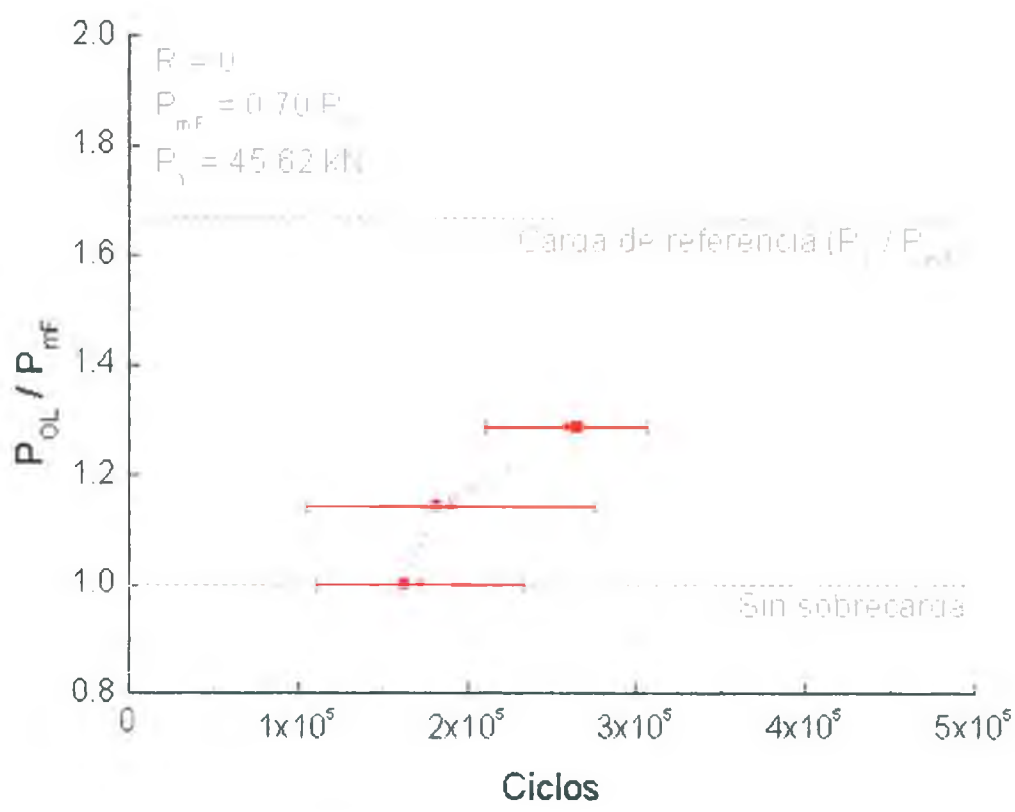


Figura 5.30 - Resultados serie IV, $P_{mf} / P_y = 0.7$.

La figuras 5.27 a 5.30 muestran claramente que para los diversos niveles de sobrecarga aplicados (P_{OL} / P_{mf}), el incremento en la vida a la fatiga es más relevante cuanto menor es el nivel de carga máxima (P_{mf} / P_y) utilizada en los ensayos de fatiga. Dicho comportamiento, que se detalla en la tabla 5.XIV mediante el cálculo del factor F , es esperable debido a la reducción de la tensión efectiva que produce el daño por fatiga (ver discusión en punto 5.6) y a la mayor relajación de tensiones residuales que ocurre cuando el componente se somete a tensiones de fatiga más altas [6,7], tal como se explicó en el capítulo 3.

Respecto a la dispersión de los resultados, los ensayos realizados con los ciclos de fatiga más severos $P_{mf} / P_y = 0.65$ y $P_{mf} / P_y = 0.7$ no mostraron cambios relevantes en la dispersión para todos los niveles de sobrecarga aplicados. Por el contrario, los ensayos realizados con el ciclo de carga menos severo $P_{mf} / P_y = 0.6$ mostraron que el incremento alcanzado en la resistencia a la fatiga fue acompañado de una mayor dispersión de resultados. Los coeficientes de variación resultantes pueden leerse en las tablas 5.XI a 5.XIII.

Tabla 5.XIV - Aumento en la vida a la fatiga producido en probetas de la serie IV

P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	F
0.7	0.6	1.167	1.14
0.8	0.6	1.333	5.18
0.9	0.6	1.5	4.25
0.7	0.65	1.077	1.61
0.8	0.65	1.231	2.05
0.9	0.65	1.385	1.98
0.8	0.7	1.143	1.11
0.9	0.7	1.286	1.62

Otra particularidad que se destaca rápidamente en la figura 5.27, es el la merma en el incremento de la resistencia a la fatiga producida en las probetas ensayadas bajo el ciclo de fatiga menos severo $P_{mF} / P_Y = 0.6$ al aplicar el mayor nivel de sobrecarga $P_{OL} / P_Y = 0.9$. La misma tendencia se produjo en las probetas ensayadas a $P_{mF} / P_Y = 0.65$, aunque en forma menos notoria. A diferencia de los resultados mostrados en el capítulo 4 donde también se observó una tendencia similar y se la atribuyó en parte a la condición de “usado” del componente ensayado; en este caso las probetas pertenecen a varillas roscadas nuevas, robusteciendose la hipótesis de que a partir de un cierto valor de sobrecarga podría producirse daño a nivel microsuperficial que genera un detrimento en la resistencia a la fatiga de la unión.

Aunque las figuras 5.27 a 5.30 fueron de gran utilidad para llevar a cabo los análisis antes comentados, se torna obscuro realizar comparaciones entre las probetas donde se aplicó la misma sobrecarga inicial, pero que luego fueron sometidas a cargas de fatiga distintas. En este caso es más conveniente apelar a gráficos como el de la figura 5.31 donde se evalúa el número de ciclos alcanzados respecto a la carga máxima de fatiga P_{mF} / P_Y , para condiciones de sobrecarga constantes. Nótese el detalle de que los resultados correspondientes a cada grupo de carga de ensayo $P_{mF} / P_Y =$ cte., se han colocado ligeramente desplazados en el eje vertical con la intención de facilitar la comprensión del gráfico. Además, se muestran los resultados tanto en escala lineal como en logarítmica en el eje de las abscisas. Claramente puede observarse que para iguales valores de sobrecarga P_{OL} / P_Y , los mayores incrementos en la vida a la fatiga se alcanzan cuando se expone a las probetas a los ciclos de fatiga menos severos.

Respecto al periodo de tiempo que abarca la etapa de crecimiento de fisura, solo se encontró cierta tendencia en los ensayos realizados bajo el ciclo de carga menos severo $P_{mF} / P_Y = 0.6$ (ver tabla 5.XII), donde se observa que la duración de la etapa de crecimiento de fisura aumenta levemente en relación directa con el incremento en la vida a la fatiga. Incluso se produce una leve merma, que se condice con la merma producida en la resistencia a la fatiga para la condición de sobrecarga mas severa $P_{OL} / P_Y = 0.9$.

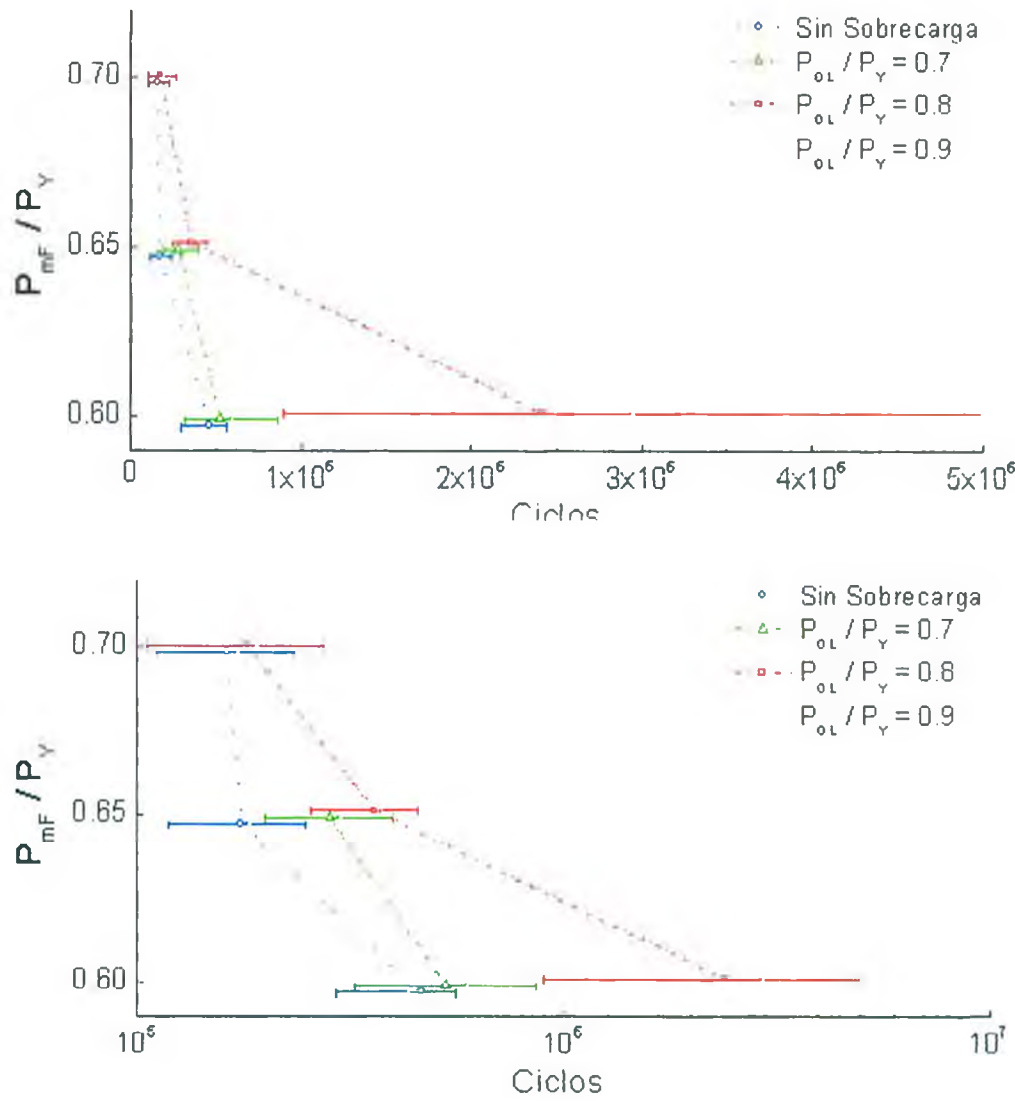


Figura 5.31 - Ciclos alcanzados respecto a la carga máxima de fatiga P_{mf}/P_y , para condiciones de sobrecarga constantes.

5.6 Comentarios finales del capítulo

El objetivo global de esta sección del trabajo fue probar en forma experimental que es factible introducir el campo de tensiones residuales en el acople roscado mediante el apropiado control de su torque de ajuste tal como se describió en el capítulo 3. El alto costo que implican los ensayos a escala real para tal fin, solo se justifica si se posee cierta evidencia experimental del comportamiento o tendencias esperadas. Por tal motivo, en esta instancia del trabajo se desarrolló y probó un método experimental a escala de laboratorio que utiliza como probetas varillas roscadas estándar M12x1.75.

Si bien existen evidentes diferencias geométricas entre las uniones roscados de hombros como las utilizadas en la industria de perforación y el dispositivo empleado para realizar los ensayos, se tiene que cualitativamente el comportamiento de ambos acoples es el mismo. La distribución de

tensiones entre las tuercas y la varilla roscada del dispositivo experimental es asimétrica al igual que entre el PIN y el BOX de la unión roscada de hombros, y por ello en ambos casos la fisuras se generan en el último diente hermanado del componente con el filete de rosca extrínseco o “macho”.

El dispositivo desarrollado demostró una gran versatilidad, destacándose como principales cualidades su sencillez, su bajo costo de implementación y el hecho de lograr cargas de fatiga uniaxiales de tracción sobre la probeta, sometiendo el dispositivo a un esquema de cargas de compresión. Tales características permitieron realizar numerosas pruebas utilizando tiempos de ensayos relativamente cortos, lo que posibilitó un correcto tratamiento estadístico de los resultados.

A pesar de ser simple en su concepción, el esquema experimental utilizado está dotado de un gran potencial ya que mediante la instrumentación del cilindro con un par de galgas extensométricas (*strain gages*) puede inferirse la deformación y carga dinámica global tanto en la varilla roscada como en el cilindro en tiempo real. Dicha información permite efectuar una amplia variedad de análisis; primeramente puede utilizarse la lectura de ambos *strain gages* por separado para alinear correctamente el dispositivo entre los platos de compresión de la máquina de ensayos, ya que desalineaciones importantes podrían tener severas consecuencias en la resistencia a la fatiga de la unión. En el presente trabajo no se han hecho pruebas respecto a este tema debido a que excede los objetivos de estudio, sin embargo es un interesante factor de análisis que puede ser desarrollado en investigaciones futuras. Una vez alineado correctamente el dispositivo y comenzado el ensayo (y si las cargas utilizadas son lo suficientemente altas como para que ocurra crecimiento de fisura por fatiga) el arreglo experimental permite diferenciar con un alto grado de precisión las etapas de nucleación y crecimiento de fisuras. Debido a que el instante justo en el cual comienza el crecimiento de fisura no puede resolverse en forma exacta, el mismo debe ser determinado mediante algún criterio. En este trabajo se consideró en forma arbitraria que el comienzo del crecimiento de fisura corresponde a una variación del 0.2% en la deformación media medida en el cilindro. Para las condiciones empleadas en los ensayos, dicho valor corresponde a magnitudes de entre $2\mu\text{s}$ y $4\mu\text{s}$, valores próximos al poder de resolución de del equipo de extensometría utilizado ($0.5\mu\text{s}$). Aunque la precisión alcanzada es muy buena, este aspecto del trabajo podría profundizarse aún más en investigaciones que tengan como objeto determinar con mayor certeza el comienzo del crecimiento de fisura. Finalmente, luego de comenzada la etapa de crecimiento de fisura, los datos adquiridos mediante la instrumentación del dispositivo son utilizados para realizar análisis de crecimiento de fisura en tiempo real, como se describirá en el capítulo siguiente. Esto último implica una característica trascendental en las cualidades del arreglo experimental desarrollado. Respecto a los resultados obtenidos a partir de los ensayos realizados, surge en primer lugar que los incrementos alcanzados en las probetas sometidas a sobrecarga, demuestran que es posible introducir el campo de tensiones residuales mediante el esquema de torques propuesto en el capítulo 5.

Repasando todas las series ensayadas puede notarse que en general a mayor sobrecarga utilizada para generar los campos de tensiones residuales, mayor es el incremento alcanzado en la resistencia a la fatiga.

Solo en ciertos casos, al igual que en el capítulo 4, se encontró que una excesiva sobrecarga puede conducir a una merma en los incrementos de resistencia a la fatiga logrados. Sin embargo, a diferencia de los resultados del capítulo 4 donde se atribuyó en parte dicha merma a la condición de desgaste o daño preexistente de los componentes ensayados, las probetas utilizadas en esta etapa del trabajo se extrajeron de varillas roscadas nuevas, robusteciéndose por lo tanto la hipótesis de que a partir de un cierto valor de sobrecarga podría producirse daño a nivel microsuperficial que generan un detrimento en la resistencia a la fatiga de la unión. Aunque éste es un importante resultado, no debe perderse de vista que dicha reducción en la resistencia a la fatiga ocurre solo para valores de sobrecarga muy altos y que en términos absolutos, el número de ciclos alcanzados después de la merma es mayor que el alcanzado por las probetas en su condición original. Dado que sobrepasa las posibilidades del presente trabajo, queda como materia pendiente para futuros trabajos un análisis más exhaustivo acerca del daño superficial que pudiese producirse con sobrecargas elevadas, orientado a determinar las sobrecargas óptimas para producir el mayor incremento en la resistencia a la fatiga de las geometrías de interés.

Además del comportamiento global descripto anteriormente, se observan en los resultados otras dos tendencias tal vez mas sutiles pero claramente distinguibles. Una de ellas es que a igual sobrecarga inicial ($P_{OL} / P_Y = \text{cte}$) se obtienen los mayores incrementos en la resistencia a la fatiga para los ensayos realizados con ciclos de fatiga menos severos (menor P_{mF} / P_Y). Esto puede verse claramente en la figura 5.31, donde por ejemplo para las probetas ensayadas con una sobrecarga $P_{OL} / P_Y = 0.8$ el incremento en los ciclos a la fatiga es mucho más relevante para los ensayos realizados con $P_{mF} / P_Y = 0.6$ que para los ensayos realizados con $P_{mF} / P_Y = 0.7$. Esta tendencia es acompañada además de un aumento en la dispersión de resultados. El otro comportamiento claramente notorio también tiene que ver con la dispersión de los resultados, hallándose que para ensayos realizados bajo las mismas condiciones de carga ($P_{mF} / P_Y = \text{cte}$) la dispersión aumenta a medida que se aplican mayores sobrecargas iniciales (P_{OL} / P_Y) para producir las tensiones residuales, tal como puede verse en la figura 5.25. Ambas tendencias comentadas en los párrafos precedentes pueden ser explicadas en términos de la reducción de la tensión efectiva (σ_a) que ocurre en la zona donde se genera el daño por fatiga.

A modo de facilitar el análisis puede emplearse el modelo simplificado de la figura 5.32, donde σ_{ap} es la tensión máxima de un ciclo de fatiga con relación de carga $R = 0$ y representa las cargas exteriores aplicadas al componente, mientras que σ_{res} representa la magnitud de las tensiones residuales de compresión en la zona localizada donde interesa realizar el estudio:

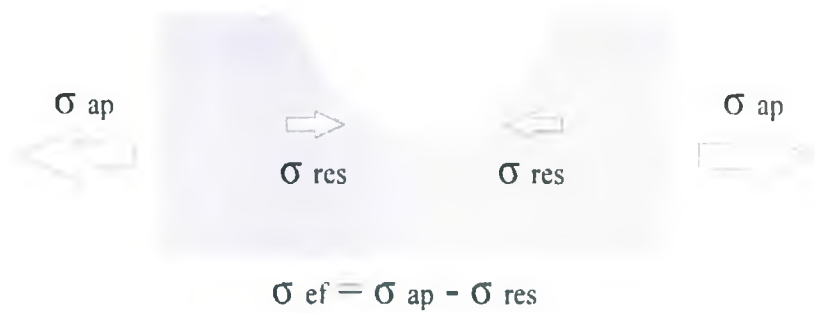


Figura 5.32 - Modelo simplificado para explicar la relación entre tensión aplicada, tensión residual y tensión efectiva.

Asumiendo en el modelo mostrado que la tensión efectiva puede calcularse directamente como la suma algebraica de la tensión aplicada y la tensión residual, y considerando un típico comportamiento a la fatiga como el descrito por la curva *S-N* de la figura 5.33; se tiene que para una misma magnitud de las tensiones residuales en los componentes ensayados se logran distintos incrementos en la vida a la fatiga según sea el nivel de carga al cual se llevan a cabo los ensayos.

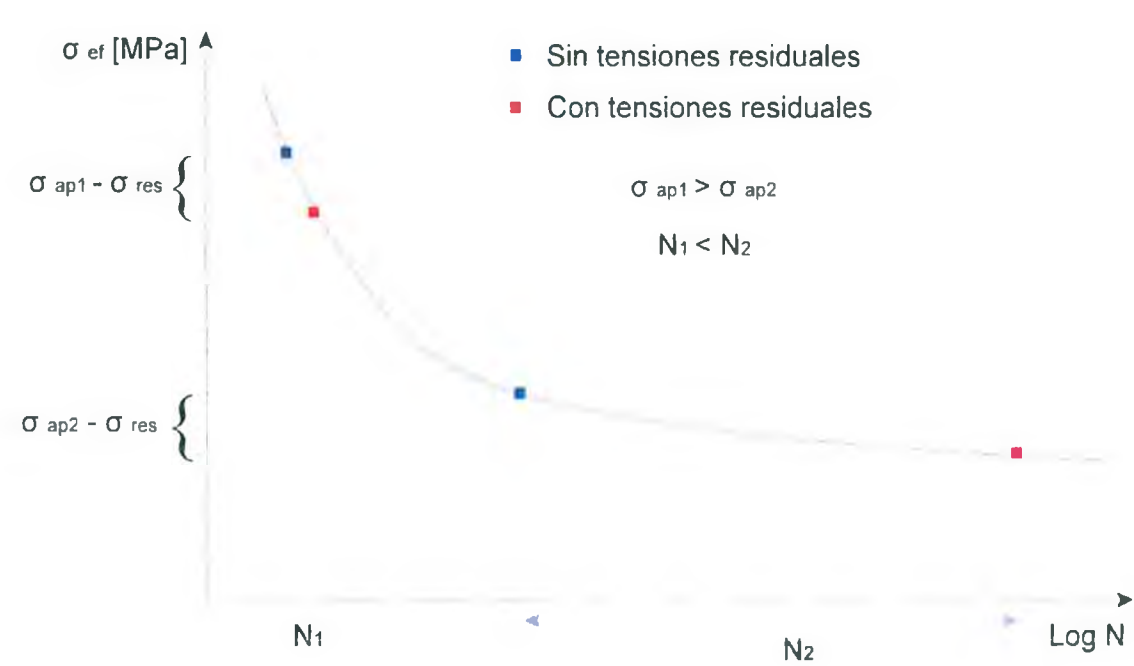


Figura 5.33 - Efecto en el incremento de ciclos logrados mediante la generación de tensiones residuales para distintos niveles de tensión aplicada.

Nótese que a modo de simplificar el análisis solo se tuvo en cuenta la parte positiva del ciclo de fatiga. Si se considerará también la parte negativa del ciclo de fatiga, si bien las conclusiones a la que se arriba son las mismas, se tiene como efecto un cambio en la tensión media y en la relación de carga *R* del ciclo de fatiga, respecto a los ensayos sin tensiones residuales, y por lo tanto no son

comparables utilizando la misma curva *S-N*. Además, las tensiones residuales solo tienen efecto en la etapa de iniciación de crecimiento por fatiga, pero a los efectos prácticos, como esta es la etapa que demanda el mayor porcentaje de los ciclos puede considerarse correcto el análisis y no se incurrirá en errores relevantes.

Siguiendo la misma línea de análisis, también puede explicarse porque en general se genera mayor dispersión de resultados cuando se realizan ensayos a un mismo nivel de carga aplicada, pero variando la magnitud de las tensiones residuales. Esto equivale a realizar ensayos con niveles de tensión efectiva diferente, teniéndose que las mayores dispersiones corresponden a las mayores magnitudes de tensión residual, tal como se muestra en la figura 5.34.

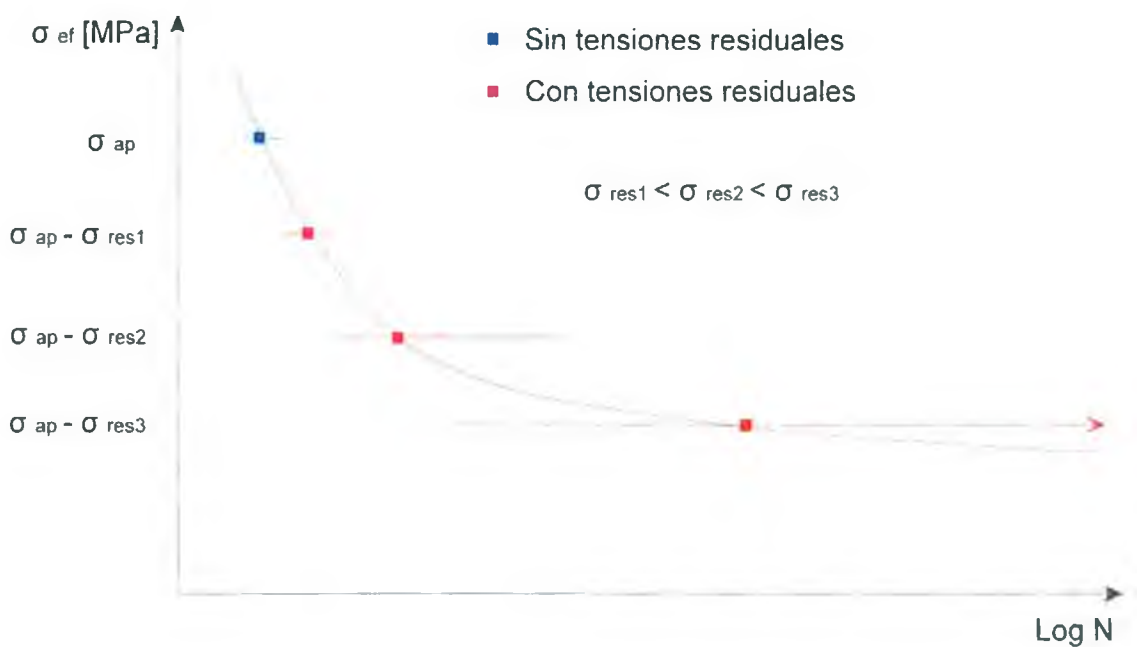


Figura 5.34 - Efecto en la dispersión de resultados debido a la generación de tensiones residuales para igual nivel de tensión aplicada.

Respecto al período de duración de la etapa de crecimiento de fisura, en general no se observó dependencia entre la sobrecarga aplicada para generar los campos de tensiones residuales y la duración de dicha etapa. Este comportamiento es esperable ya que la disminución de la tensión efectiva debido a la existencia de las tensiones residuales tiene su mayor efecto en la etapa de nucleación de fisura. Sin embargo en la última serie de probetas se observó cierta tendencia en los ensayos realizados bajo el ciclo de carga menos severo $P_{mF}/P_Y = 0.6$ (ver tabla 5.XII), donde se nota que la duración de la etapa de crecimiento de fisura aumenta levemente en relación directa con el incremento en la vida a la fatiga. Dicha tendencia corrobora tal vez el hecho de que las tensiones residuales también tienen un ligero efecto sobre la etapa de crecimiento de fisura.

Para cerrar el presente capítulo, se mencionará el efecto de otro factor que tiene influencia en

la resistencia a la fatiga del acople y que puede ser un interesante tema de estudio para trabajos futuros. En todo el enfoque desarrollado hasta aquí y en particular en este capítulo, se ha prestado especial interés al componente que contiene el filete de rosca extrínseco (macho) ya que es en donde se generan las tensiones de tracción capaces de generar daño por fatiga. Realizando los experimentos correspondientes a este capítulo, se encontró en forma casual que un cambio en la geometría del componente con el filete de rosca intrínseco (la tuerca en este caso) puede ocasionar una distribución de tensiones menos severa en la varilla roscada, y por lo tanto aumentar la resistencia a la fatiga de la unión. En efecto, un par de tuercas sufrieron una distorsión geométrica al haber sido sometido el dispositivo experimental a un sobre torque extremo. Aunque no se cuantificó el nivel de distorsión sufrido por las tuercas, el mismo se hizo evidente por la mayor holgura (o juego) que mostraron las tuercas al ser presentadas sobre una varilla roscada nueva.

En el gráfico de la figura 5.35 se muestran los resultados presentados anteriormente (serie tuerca normal) contrastados contra los resultados obtenidos en ensayos donde se utilizaron las tuercas que sufrieron la distorsión geométrica (serie tuerca distorsionada). En la tabla 5.XV se muestran los factores de aumento conseguidos.

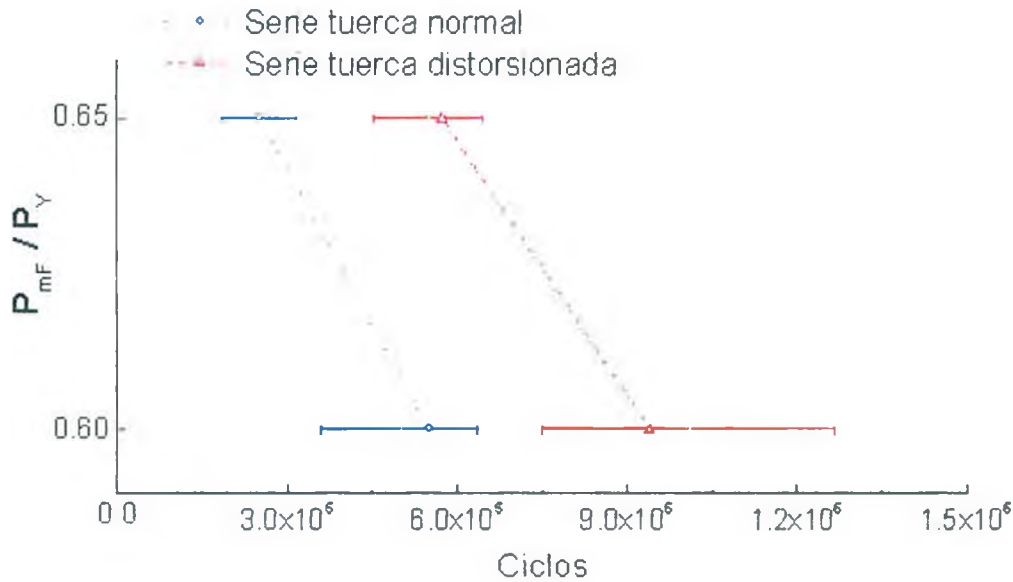


Figura 5.35 - Efecto de la distorsión geométrica de la tuerca en el incremento de la vida a la fatiga.

Tabla 5.XV - Aumento en la vida a la fatiga producido por la distorsión en las tuercas

P_{OL} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{OL} / P_{mF}	F
0.6	0.6	1	1.70
0.65	0.65	1	2.27

Como se comentó anteriormente, el análisis de la distorsión geométrica del componente con el filete de rosca intrínseco (hembra) puede ser un interesante tema para futuros estudios, debiéndose profundizar distintos aspectos tales como la el nivel de deformación óptimo, la influencia en la perdida del ajuste cuando la unión es sometida a esfuerzos de fatiga y la aplicabilidad de la técnica en componentes de interés, tales como las uniones de hombros utilizadas en la industria del petróleo y gas.

Finalmente cabe comentar que si bien con el enfoque experimental utilizado en esta parte del trabajo se ha demostrado en forma indirecta que es posible generar tensiones residuales de compresión en las zonas más propensas a sufrir daño por fatiga mediante el método de sobretorque; sería interesante en futuros trabajos relacionados con el tema, corroborar y cuantificar la magnitud de dichas tensiones mediante el empleo de técnicas apropiadas [8].

5.7 Bibliografía

- [1] G. Majzoobi et. al (2005) Experimental evaluation of the effect of thread pitch on fatigue life of bolts. *International Journal of Fatigue*, **V27**pp189–196.
- [2] ASTM (2001) Standard test method for tension testing of metallic materials. ASTM E8M. *ASTM International*, 100 Barr Harbor Drive, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States.
- [3] VISHAY (2007) Fatigue Characteristics of Vishay Micro-Measurements Strain Gages. *Vishay Micro-Measurement*, Tech Note TN-508-1.
- [4] M. Hetenyi (1943) The distribution of stress in threaded connections. *Experimental Stress Analysis*, **V5**(2)pp147-156.
- [5] J. Schijve (2009) Fatigue of structures and materials, 2nd Ed. Chapter 12 - Fatigue and scatter. *Kluwer Academic Publisher. (Libro)*
- [6] M. Benedetti et al. (2009) Reverse bending fatigue of shot peened 7075-T651 aluminium alloy: The role of residual stress relaxation. *International Journal of Fatigue*, **V31**pp1225–1236.
- [7] J. Lu, J. Flavenot and A. Turbat (1988) Prediction of Residual Stress Relaxation During Fatigue. ASTM STP 993 "Mechanical Relaxation of Residual Stresses", pp75-90. L. Mordfin, Ed., *American Society for Testing and Materials*, Philadelphia.
- [8] P. Withers and H. Bhadeshia (2001) Residual stress Part 1 – Measurement techniques. *Materials Science and Technology*, **V17**pp355-365.

5.8 Anexos

5.8.1 Anexo 1 - Cálculo de la deformación inicial de la varilla

La longitud inicial de la varilla que debe considerarse para el cálculo de la rigidez de la misma, no es rigurosamente igual a la longitud inicial del cilindro, sino que difiere levemente de ésta. Observando la figura 5.36 puede deducirse que iniciando el análisis en la condición del sistema con las tuercas ajustadas, la longitud relajada del tramo de varilla en estudio puede calcularse como:

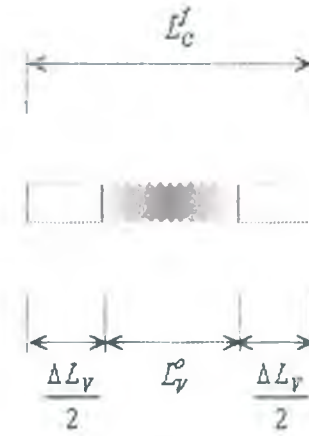


Figura 5.36

$$l_V^0 \approx l_C^f - \Delta l_V \quad \text{ec. (5.17)}$$

$$l_V^0 \approx l_C^0 - \Delta l_C - \Delta l_V \quad \text{ec. (5.18)}$$

Luego, el estiramiento que sufre la varilla se obtiene mediante:

$$P_V = \left(\frac{\Delta l_V}{l_V^0} E_V \right) A_V \quad \text{ec. (5.19)}$$

Introduciendo ec.(5.18) en ec.(5.19):

$$P_V = \frac{E_V \cdot A_V}{l_V^0 - \Delta l_C - \Delta l_V} \Delta l_V \quad \text{ec. (5.20)}$$

Despejando la variación de longitud de la varilla a partir de la ec.(5.20):

$$\Delta l_v = \frac{l_c^0 - \Delta l_c}{\left(\frac{E_v \cdot A_v}{P_v} \right) + 1} \quad \text{ec.(5.21)}$$

Introduciendo la ec.(5.17) y teniendo en cuenta que $P_v = P_c = \varepsilon_c * E_c$, se obtiene la longitud inicial buscada, en términos de la deformación medida en el cilindro:

$$l_v^0 = (\varepsilon_c + 1)l_c^0 - \frac{(1 - \varepsilon_c)l_c^0}{\left(\frac{E_v \cdot A_v}{P_v} \right) + 1} \quad \text{ec.(5.22)}$$

Para los parámetros de carga del orden a los utilizados en los ensayos de éste capítulo, los cálculos muestran que la diferencia entre la longitud inicial dada por la ec.(5.22) y el suponerla igual a la longitud del cilindro, es del orden de 0.07%. Por ejemplo, suponiendo:

- $P_v = 27.32 \text{ kN}$
- $A_v = 76.66 \text{ mm}^2$
- $E_v = 210000 \text{ Mpa}$
- $l_c^0 = 35.7 \text{ mm}$

Resulta:

- $\varepsilon_c = 957 \mu s$
- $l_v^0 = 35.673 \text{ mm}$

, donde puede notarse la similitud entre l_v^0 y l_c^0 .

6 Evaluación de parámetros de crecimiento de fisura y estimación del tamaño de fisura

6.1 Introducción

Como se ha descrito en el capítulo anterior, el desarrollo experimental propuesto permite evaluar la influencia de los campos de tensiones residuales generados en los valles de la rosca. Además de las bondades ya comentadas que viabilizan realizar una gran cantidad de ensayos a un bajo costo y mediante un montaje experimental simple, se encuentra que el método experimental es capaz de brindar información acerca del crecimiento de la fisura en el acople. Esta característica aumenta en gran medida la potencialidad de la técnica debido a que permite hallar los parámetros necesarios para calcular la vida remanente a la fatiga del componente, resultado que es de suma importancia en el diseño de juntas atornilladas para aplicaciones de altos requerimientos tales como los demandados por las industrias aeronáutica, nuclear y del petróleo.

La determinación del crecimiento de fisuras por fatiga en un miembro estructural tornillo-cuerpo-tuerca (ver figura 6.1) es una tarea abstrusa debido a la complejidad que supone conocer la distribución de tensiones en el acople. Dicha complejidad es inherente al sistema y se debe básicamente a tres causas: la distribución de carga no homogénea que ocurre entre los filetes de la tuerca y los de la varilla; la concentración de tensiones que producen los filetes; y la posible distorsión en el perfil de tensiones que pudiese generar la existencia de tensiones residuales.

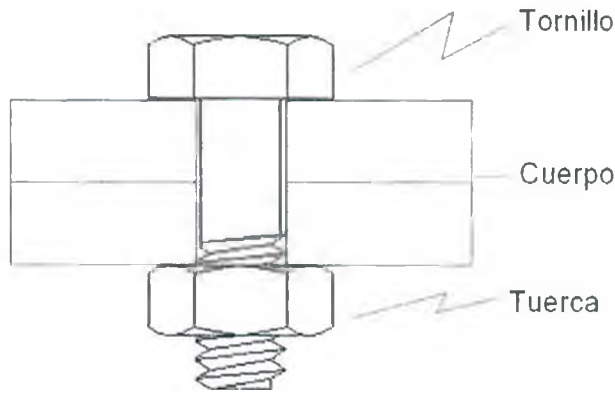


Figura 6.1 - Miembro estructural tornillo-cuerpo-tuerca.

De esta manera, el objetivo primordial en los estudios que se refieren al tema se enfoca en la determinación del factor de multiplicación Y con el que se calcula el factor de intensidad de tensiones K , mediante la clásica relación dada por la mecánica de fractura lineal elástica:

$$K = \left(\sigma^{\infty} \sqrt{\pi \cdot a} \right) Y \qquad \text{ec. (6.1)}$$

donde σ^{∞} es la tensión remota y a es una dimensión característica de la fisura.

En la ec.(6.1), todas las complejidades comentadas en el párrafo anterior intentan ser contempladas en el factor de multiplicación Y que por lo general suele representarse en función del tamaño relativo de la fisura “ a/d ” ($Y = f(a/d)$), donde d es el diámetro menor de la rosca. Realizando una revisión de la bibliografía referida al tema, se encuentra que la función $Y(a/d)$ suele ser aproximada mediante modelos numéricos que en ciertas ocasiones se intentan validar experimentalmente. Dichos modelos varían en su grado de complejidad asemejándose en mayor o menor medida las condiciones reales de carga y geometría.

En los puntos subsecuentes se describirá primeramente la geometría de las fisuras desarrolladas en componentes roscados y barras redondas. Seguidamente se desarrollarán en forma más amplia los modelos propuestos en la bibliografía para determinar el factor de multiplicación $Y(a/d)$. Luego se presentará el análisis propio, mediante el cual pueden obtenerse en forma experimental el tamaño de fisura generado y los datos necesarios para construir la función $Y(a/d)$ a partir del método experimental propuesto en el capítulo 4. Finalmente se contrastarán los resultados y se discutirán los alcances y limitaciones de la metodología propuesta.

6.2 Morfología de fisuras generadas por fatiga en componentes roscados

El estudio de la geometría de las fisuras desarrolladas por fatiga en componentes roscados se relaciona en gran medida con el comportamiento de las fisuras observadas en barras redondas. Estas últimas han sido objeto de amplios estudios, encontrándose en la bibliografía una basta información referida al tema. Por tal motivo, se partirá del análisis de fisuras en barras redondas y luego se hará hincapié en los aspectos singulares observados en los componentes roscados.

Como se esquematiza en la figura 6.2, pueden ser identificadas dos clases de fisuras superficiales bien diferenciadas en barras redondas: fisuras laterales y fisuras circunferenciales. La ocurrencia de una u otra geometría de fisura dependerá del tipo de sollicitación y la geometría particular que ocupe cada caso. A modo de ejemplo, un acople roscado sometido a flexión rotativa es probable que desarrolle una fisura circunferencial, mientras que el mismo acople sometido a cargas de fatiga alternativa no rotativa, presumiblemente expondrá una fisura lateral.

Para barras sometidas a fatiga por tracción axial, muchas veces se presentan fisuras laterales, pero debe aclararse que éste no es siempre el caso, ya que en aleaciones de alta resistencia sometidas a carga de fatiga axial, pueden generarse múltiples puntos de iniciación de fisura [1]. En estos casos, para las etapas de a/d cercanos a cero puede aproximarse adecuadamente el comportamiento mediante fisura lateral, pero para valores de a/d donde los múltiples puntos de inicio comienzan a unirse, puede ser más representativo considerar para el modelado una fisura circunferencial [2].

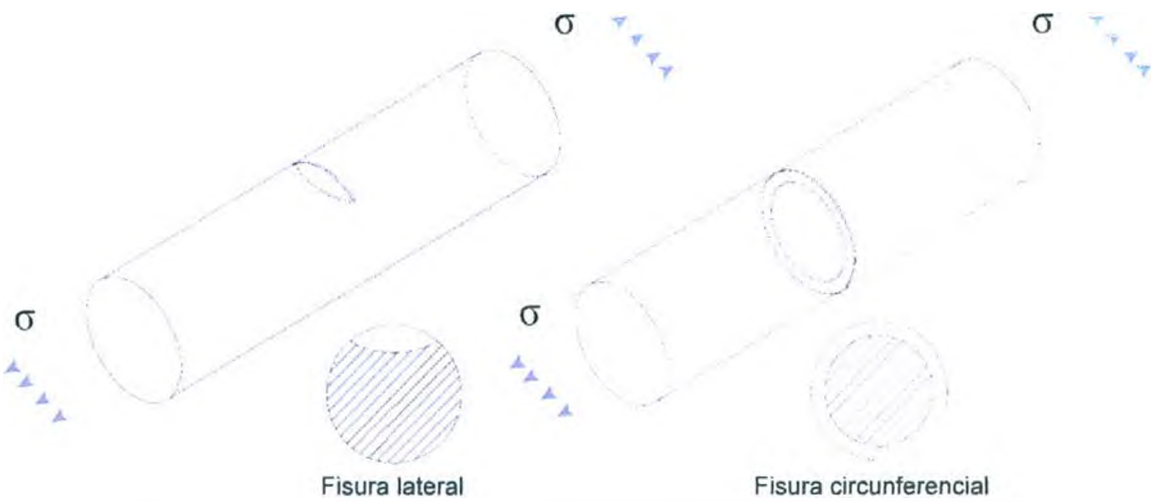


Figura 6.2 - Barra redonda lisa con fisura lateral (izq.) y con fisura circunferencial (der.).

De aquí en adelante se considerará solo el caso de las fisuras laterales (salvo que se mencione lo contrario) ya que éstas son las que suelen observarse más comúnmente en roscas, y las que se generan con los métodos experimentales propuestos en este trabajo.

La morfología de las fisuras laterales en barras redondas es un tema de discusión y se encuentra que diversos investigadores han abordado el problema considerando distintos tipos de geometría [3]. Los tres tipos de fisura lateral mayormente tratados en la bibliografía son: elíptica, circular y recta.

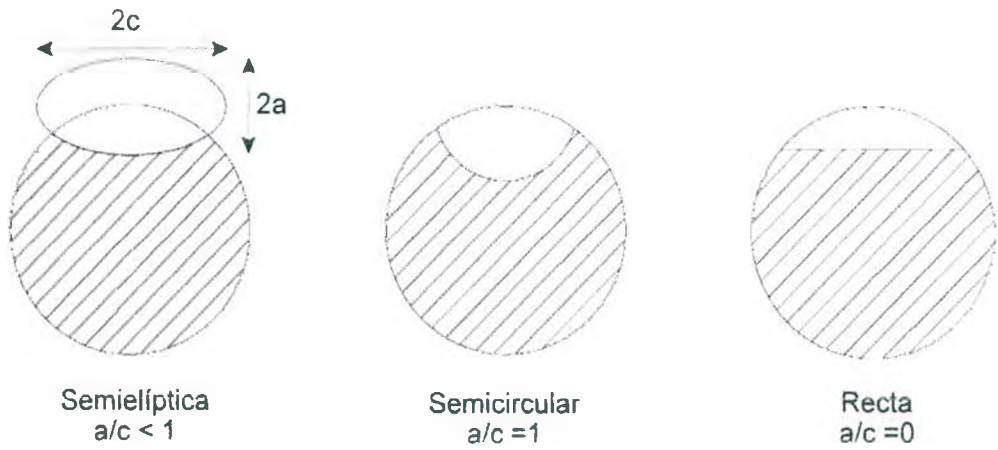


Figura 6.3 - Tipos de fisura laterales normalmente considerados en la bibliografía.

Los estudios que se enfocan en el análisis de crecimiento de fisuras por fatiga, además de partir de una geometría en particular, deben considerar el cambio de curvatura que sufre el frente de fisura a medida que éste avanza. Este cambio es debido a que el factor de intensidad de tensiones es distinto para cada punto del frente de fisura, hecho que dificulta en cierto modo su análisis teórico¹. El cambio de curvatura depende del material, de la geometría inicial de la fisura y del tipo de sollicitación al que está sometido el componente, habiendo encontrado algunos autores que la relación entre el valor mínimo y el valor máximo del factor de intensidad de tensiones (y por consiguiente la relación de aspecto a/c) tiende a un valor fijo una vez superada una determinada relación a/d [4, 5]. En la figura 6.4 se muestra la dependencia del cambio de curvatura con la geometría de fisura inicial; mientras que en la figura 6.5 se muestra la variación de aspecto y la relación del factor de intensidad de tensiones respecto al tamaño relativo de fisura a/d .

¹

Por tal motivo, en algunos de los trabajos que se citarán en los puntos subsecuentes se considera que la relación de aspecto de la fisura no cambia durante su crecimiento ($a/c = cte$), mientras que en otros los modelos numéricos permiten presumir la forma que va tomando la fisura a medida que ésta crece debido a los esfuerzos de fatiga actuantes

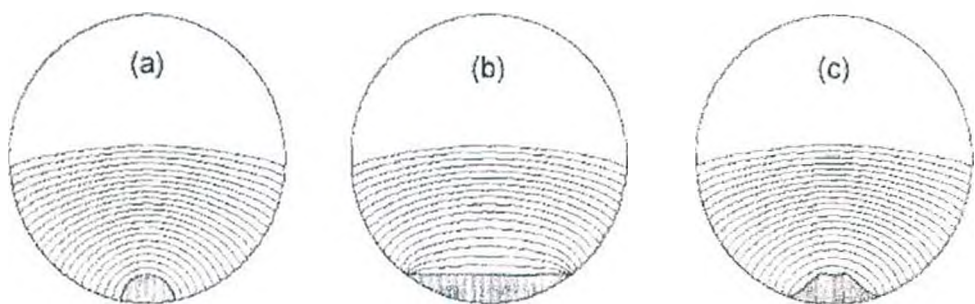


Figura 6.4 - Evolución del frente de fatiga para geometrías de fisura inicial semicircular (a), recta (b) e irregular (c), en barra redonda sometida a tracción, ref [4].

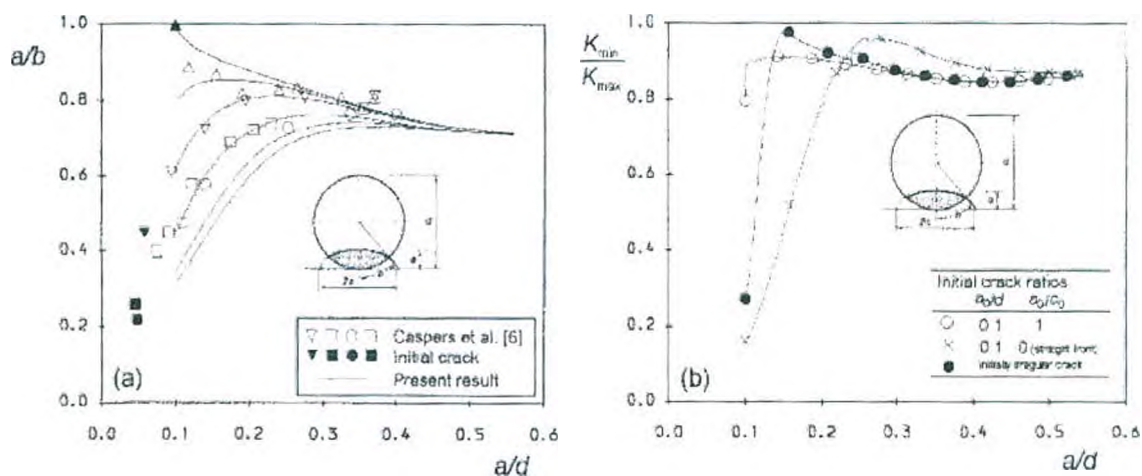


Figura 6.5 - Relación de aspecto (a) y cambio en el factor de intensidad de tensiones (b) en función del tamaño de fisura a/d , en barra redonda sometida a tracción, ref. [4].

A diferencia de las barras redondas lisas, en los componentes roscados al igual que en las barras redondas con concentradores de tensiones circunferenciales (entallas), se genera una concentración de tensiones en la discontinuidad geométrica que produce una alteración en la evolución del frente de fatiga. En la figura 6.6 se muestran diversos casos en donde la severidad de la entalla va en descenso de izquierda a derecha, hallándose que cuanto más pronunciado es el concentrador de tensiones, más notoria es la distorsión producida en el frente de fisura.

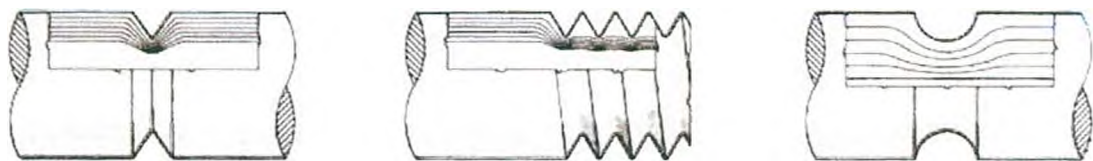


Figura 6.6 - Concentraciones de tensiones producidas por discontinuidades geométricas. Los casos se presentan con mayor a menor severidad de izquierda a derecha.

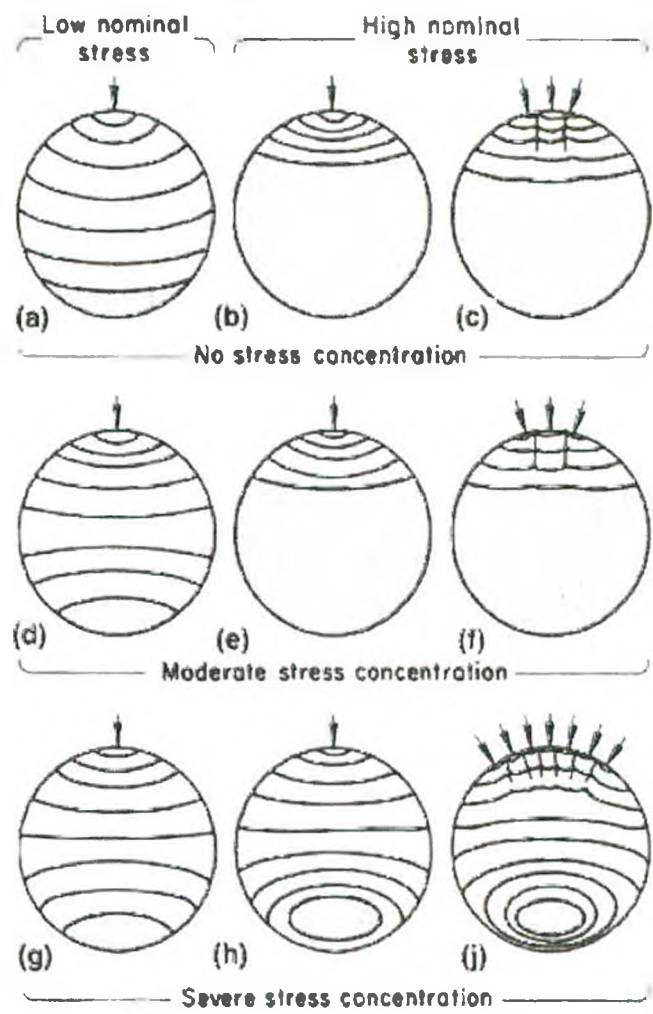


Figura 6.7 - Evolución del frente de fisura en barras redondas con y sin entallas circunferenciales sometidos a tracción, ref. [6].

Como se representa esquemáticamente en la figura 6.7, existe amplia evidencia experimental [6] acerca del cambio de concavidad que sufre el frente de fisura en presencia de un concentrador de tensiones. Tal cambio se debe a que para un determinado tamaño de fisura a/d el factor de intensidad de tensiones toma mayores valores en la periferia que en el centro de la fisura (debido al efecto del concentrador de tensión), produciendo entonces una mayor velocidad de crecimiento de fisura sobre la superficie y a través de la raíz del concentrador de tensiones.

6.3 Métodos de cálculo para el factor de multiplicación $Y(a/d)$

Realizando una revisión de la bibliografía referida al tema, puede encontrarse que se utilizan diversas aproximaciones para estimar el factor de multiplicación $Y(a/d)$ que interviene en la ec.(6.1). Dichas aproximaciones se consiguen mediante interpretación de datos experimentales, modelos

analíticos, modelos numéricos, o combinaciones de todos ellos [7, 8]. La metodología utilizada depende en general del grado de complejidad con el que se aborda el problema, dejándose los métodos analíticos para los modelos más sencillos y los métodos numéricos y experimentales para los estudios más complejos.

En la bibliografía más reciente se advierte una notable tendencia a utilizar métodos numéricos seguidos de alguna clase de validación experimental. No se profundizará en el análisis de los modelos numéricos utilizados ya que el mismo escapa al objetivo planteado en esta tesis; solo se comentará que suele utilizarse el método de elementos finitos sobre geometrías tridimensionales y suponiendo comportamiento lineal elástico. Los factores de intensidad de tensiones se obtienen empleando una técnica energética: “Método de rigidez derivativo”, basada en el cálculo de la variación de energía que ocurre a medida que se produce la extensión virtual de la fisura, para lo cual suelen emplearse elementos prismáticos de 20 nodos [9].

Respecto a la obtención en forma empírica de la función de multiplicación $Y(a/d)$, se encuentra en la bibliografía que la metodología utilizada es la que se conoce comúnmente como aproximación de *James-Anderson* [10]. Para poder aplicar dicha técnica debe conocerse el incremento de fisura por ciclo en función de la tensión aplicada y el tamaño de fisura instantáneo, como se indica la ec.(6.2):

$$\frac{da}{dn} = f(\Delta \sigma, a) \qquad \text{ec. (6.2)}$$

Esto se logra con un cuidadoso control de las variables del ensayo, de forma tal de producir marcas en la superficie de fatiga (conocidas como marcas de playa) cada un determinado número de ciclos. Dichas marcas pueden generarse modificando la amplitud del ciclo de fatiga aplicado (dejando constante la carga máxima y aumentando la carga mínima) [11]. El espaciado de las marcas generadas debe medirse mediante alguna técnica apropiada, que por lo general suele ser microscopía electrónica.

Suponiendo que para el problema en estudio el crecimiento de fisura en el componente puede aproximarse mediante la ley de *Paris*:

$$\frac{da}{dn} = C. \Delta K^m \qquad \text{ec. (6.3)}$$

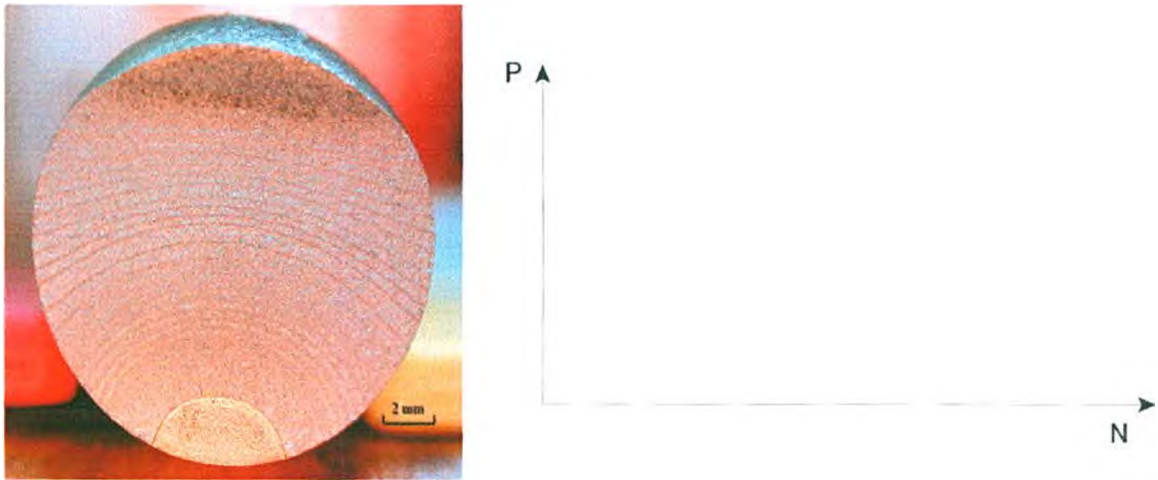


Figura 6.8 - Generación de marcas de playa sobre acero inoxidable AISI 304 mediante variación del ciclo de carga aplicado, Ref. [17].

Introduciendo la ec.(6.1) en la ec.(6.3):

$$\frac{da}{dn} = C \left[\left(\Delta \sigma \sqrt{\pi \cdot a} \right) Y \right]^m \quad \text{ec.(6.4)}$$

Puede verse en la ec.(6.4) que la única incógnita es la función de multiplicación “Y”, ya que las constantes de *Paris* “C” y “m” o bien son conocidas para el material en estudio, o bien pueden ser estimadas mediante el ensayo de probetas cuya función Y es conocida [12] (tales como las probetas compactas C(T)).

Aunque la técnica de *James-Anderson* es ampliamente utilizada, su aplicación resulta una ardua tarea a la hora de hacer estimaciones empíricas [7], encontrándose que es prácticamente inasequible obtener datos para tamaños de fisura muy pequeños tales como $a/d < 0.1$ [1].

Habiendo realizado una somera descripción de los métodos utilizados para obtener la función multiplicadora $Y(a/d)$, en los incisos siguientes se hará una reseña de los diversos modelos encontrados en la bibliografía para aproximar el comportamiento de uniones roscadas.

6.3.1 Modelo de barra cilíndrica de superficie lisa

La primera y más sencilla aproximación que puede utilizarse para modelar el comportamiento a la fractura de una varilla o barra roscada, es la de interpretar el problema como si se tratara de una barra cilíndrica lisa con carga aplicada en los extremos remotos (ver figura 6.9). Obviamente en este caso no se tiene en cuenta el efecto de la geometría de la rosca, como así tampoco el efecto de la distribución de cargas que genera la interacción con la tuerca o la posible existencia de tensiones residuales; sin embargo la solución puede ser satisfactoria para tamaños de fisura “a/d” lo

suficientemente grandes como para despreciar el efecto de concentración de tensiones que genera el filete de la rosca. El mismo cotejo de validez debe realizarse en caso de que existieren tensiones residuales. De acuerdo a ciertos autores [7, 8, 13], la solución obtenida mediante este modelo es una aproximación muy aceptable a partir de valores de $a/d > 0.2$.

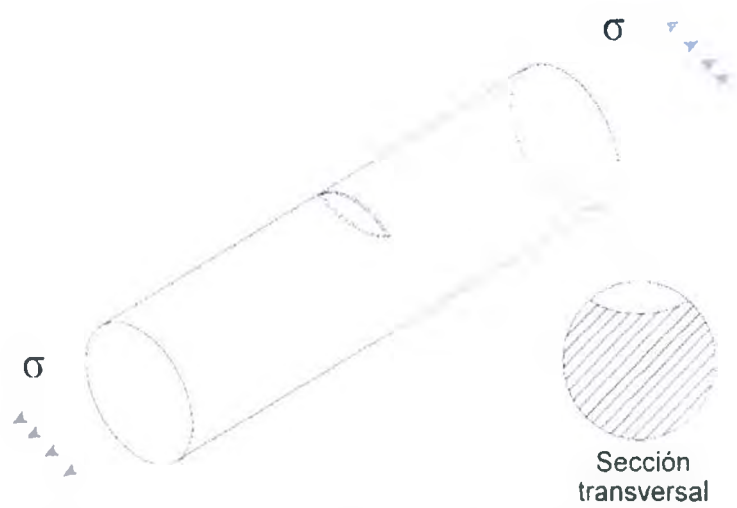


Figura 6.9 - Barra cilíndrica lisa con fisura lateral semi-elíptica.

Por lo comentado podrá deducirse que este modelo es de especial interés cuando se tienen barras de diámetro grande (respecto al tamaño del filete de la rosca) y por lo tanto es probable que sea posible detectar fisuras de tamaños $a/d > 0.2$ mediante algún método apropiado. De ser así podrá emplearse el modelo citado para realizar estimaciones de vida residual en el componente.

6.3.2 Modelo de barra cilíndrica con entalla circunferencial

Un modelo ampliamente utilizado para simular el comportamiento a la fatiga de un componente roscado, es el propuesto primeramente por *Murakami* [14]. En el mismo se considera una barra cilíndrica con una entalla circunferencial, cargada remotamente respecto a la entalla (ver figura 6.10). La geometría de la entalla suele ser semicircular o hiperbólica, siendo ρ el parámetro de mayor importancia, al cual se le asigna el valor del radio del valle de la rosca que se pretende modelar.

Planteado de este modo, el modelo no tiene en cuenta los efectos de distribución de carga que genera la interacción de la varilla con la tuerca o la posible existencia de tensiones residuales. Asimismo, la condición geométrica inherente al perfil de la rosca tampoco se contempla en forma exacta ya que solo se modela lo que representa una sola revolución del perfil de la rosca y sin tener en cuenta el ángulo de la helicoide de la misma.

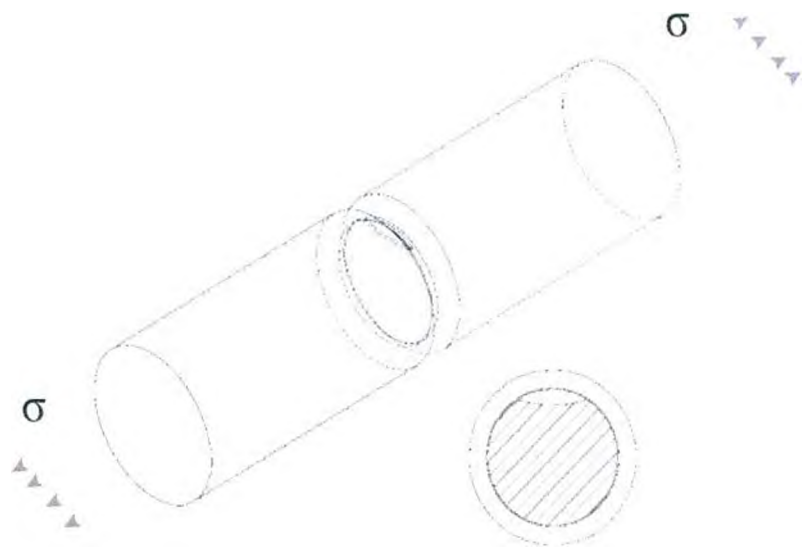


Figura 6.10 - Barra cilíndrica lisa con entalla circular y fisura semielíptica lateral.

La asunción de una única entalla en lugar del planteo con entallas múltiples conducirá a diferencias en el cálculo del factor de intensidad de tensiones. Sin embargo es esperable que éste resulte de menor valor para el caso de entallas múltiples, debido al efecto atenuador que provocan las entallas vecinas al producir una discontinuidad geométrica de menor severidad. Puede pensarse entonces que el modelo es conservativo respecto a este punto, pero debería profundizarse el análisis relacionado con el modelado de la hélice de la rosca, ya que en los análisis experimentales se ha visto que la fisuras en las superficies libres crecen siguiendo el trayecto de la misma (ver punto 5.5.1 del capítulo anterior).

Mas allá de las limitaciones comentadas, se encuentran en la bibliografía varios trabajos donde se utiliza este modelo [4,15,16], tal vez debido a su sencillez y a que pareciera ser una muy buena primera aproximación al problema. En la referencia [16] se describen, además de la obtención del factor de intensidad de tensiones utilizando funciones de peso, el desarrollo del factor concentrador de tensiones y el factor de atenuación de tensiones para la geometría en estudio.

En la figura 6.11 se muestran, a modo de comparación, las aproximaciones obtenidas para la función $Y(a/d)$ de acuerdo a modelos de barra cilíndrica con y sin entalla sugeridos por algunos autores [7,14,17]. De su análisis surge inmediatamente que la función $Y(a/d)$ toma valores mucho mas elevados para tamaños de fisura pequeños ($a/d < 0.15$) en el caso del modelo con entalla circular. Como ya se comentó, el efecto de concentración de tensiones deja de ser relevante para tamaños de fisura $a/d > 0.2$, en donde la solución obtenida mediante ambos modelos es prácticamente coincidente.

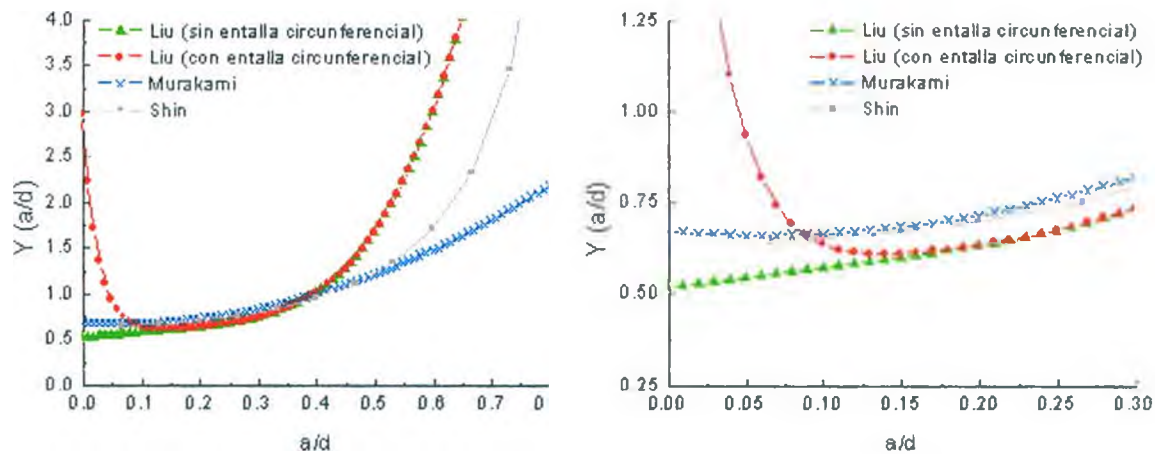


Figura 6.11- Aproximación de la función $Y(a/d)$ para fisura lateral elíptica sobre barra redonda con y sin entalla circular.

6.3.3 Modelo de componente roscado: carga remota y carga mediante tuerca

En los últimos años, tomando provecho del incremento en el potencial de cálculo de los métodos numéricos, han surgido algunos trabajos donde el modelo contempla la geometría del perfil de la rosca del componente en particular. En los casos de menor complejidad solo se tienen en cuenta los detalles geométricos y se supone al componente cargado remotamente (figura 6.12a). Aunque estos modelos consideran aplicación remota de carga y por lo tanto no tienen en cuenta el efecto de la interacción de cargas entre los dientes hermanados del vástago y la tuerca, suponen de todas maneras un avance respecto a las consideraciones geométricas comentadas en el punto anterior.

En los estudios de mayor profundidad, además de considerarse la geometría real del problema, se contempla la distribución de cargas producida por la interacción entre la varilla y la tuerca [18], e incluso el efecto de tensiones residuales que pueden ser producto del método de fabricación (tal como rolado en frío) del componente modelado [19]. Aunque estos modelos tienen un gran potencial, debe tenerse presente que sus resultados son altamente dependientes de las hipótesis y tipo de modelado utilizado². Por lo tanto, para poder valorar claramente sus resultados deben conocerse ampliamente todas las supuestas y los alcances de los métodos numéricos utilizados, hecho que no siempre es posible.

2
Por ejemplo, en la referencia [2] los autores utilizan un modelo de rosca axisimétrica, lo que se asemejaría al caso de una barra con múltiples entallas circunferenciales. Además discuten las diferencias encontradas con la referencia [20], atribuyéndolas a diferencias en el modelado de la transferencia de carga entre el flanco de los dientes hermanados de la varilla y la tuerca.

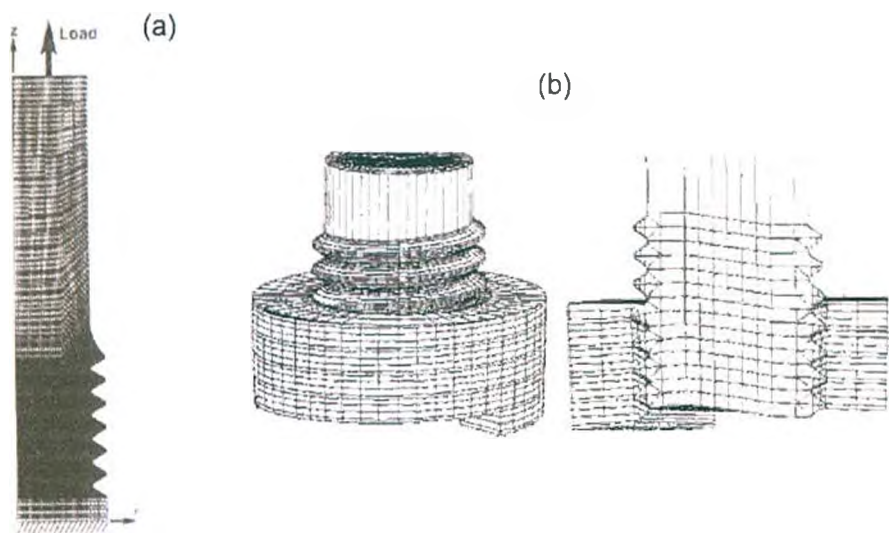


Figura 6.12 - Esquema ilustrativo de componente roscado cargado en forma remota (a) y cargado mediante tuerca (b).

Algunos autores [2] destacan la dependencia en los resultados de este tipo de modelos con la geometría del perfil de la rosca modelada (en particular con el radio de acuerdo ρ) para tamaños pequeños de fisuras $a/d < 0.02$. En la figura 6.13 se muestra lo comentado, donde se compara el factor de intensidad de tensiones para diversos tamaños de radio raíz, en contraste con un caso base donde $\rho = 0.3\text{mm}$ (0.012").

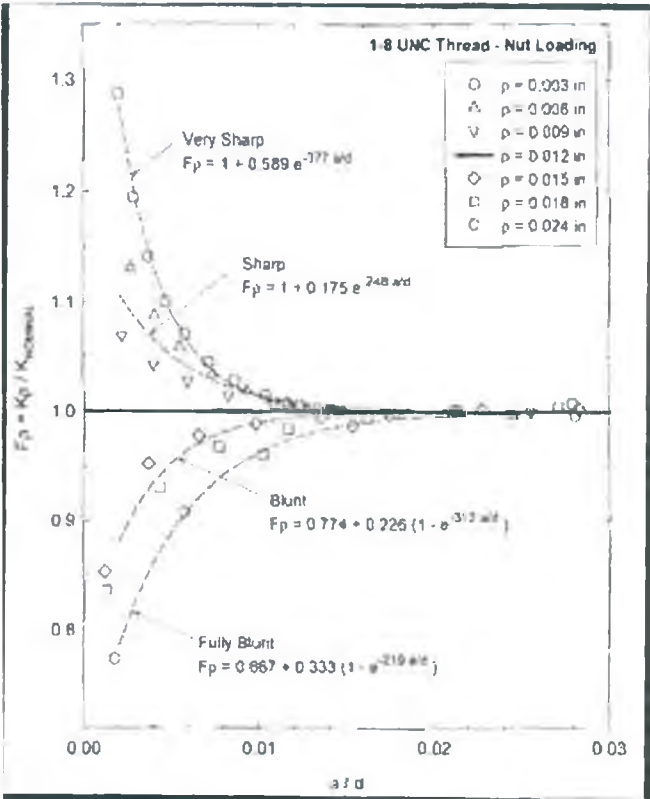


Figura 6.13 - Efecto de tamaño del radio raíz sobre el incremento en el factor de intensidad de tensiones.

Las curvas corresponden al caso de fisura circunferencial emanando del valle de la rosca de un componente roscado cargado mediante tuerca. El filete de la rosca es modelado en forma axisimétrica.

Contrariamente, pareciera que el diámetro de la varilla y el paso de rosca no tuvieran un efecto muy relevante. En el gráfico de la figura 6.14 se observa claramente este hecho, donde se muestra la similitud del factor de multiplicación $Y(a/d)$ para distintos tamaños y pasos de rosca UNC³. Las curvas corresponden, al igual que el caso anterior, a un modelo de componente roscado con fisura circunferencial emanada del valle de la rosca, pero esta vez cargado en forma remota.

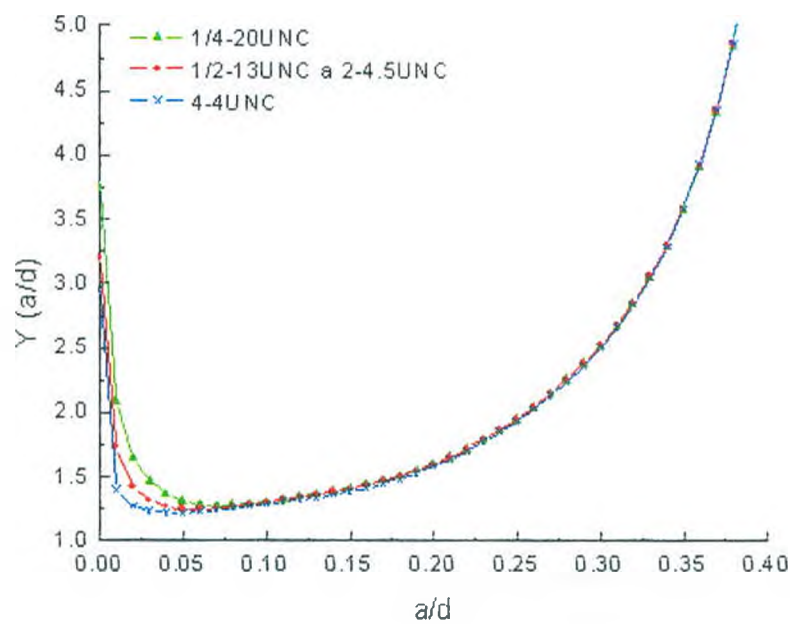


Figura 6.14 - Efecto del tamaño y paso de rosca sobre la función de multiplicación $Y(a/d)$.

6.3.4 Comparación de los modelos comentados

Es oportuno en este punto hacer una comparación de los resultados logrados por cada uno de los modelos comentados en los párrafos anteriores. En la figura 6.15 se muestran las aproximaciones de la función $Y(a/d)$ extraídas de la referencia [2] que contempla los casos de barra cilíndrica lisa, barra cilíndrica con una entalla circunferencial, componente roscado cargado remotamente y componente roscado cargado mediante tuerca; en todos ellos se considera fisura circunferencial.

La nomenclatura para el tipo de rosca UNC (rosca americana unificada de paso normal) es la siguiente: para el ejemplo “1/4 - 20 UNC”, el valor 1/4 representa el diámetro exterior de la rosca en pulgadas y el valor 20 es el paso de la rosca en hilos por pulgada.

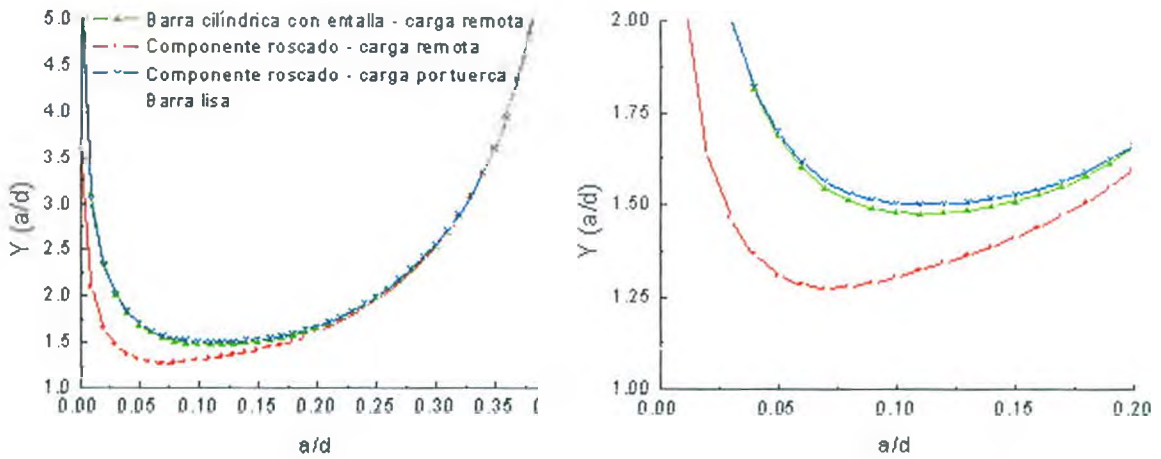


Figura 6.15- Comparación de funciones $Y(a/d)$ para distintos tipos de modelo, ref [2].

Observando la figura 6.15, puede hacerse un resumen de los aspectos más importantes: tomando como referencia el modelo de barra cilíndrica, en primer lugar puede verse que las diversas soluciones solo difieren sensiblemente de ésta para valores de $a/d < 0.15$. Como ya se ha comentado, esto responde al alcance o influencia que tiene el concentrador de tensiones que supone el filete de la rosca. Se encuentra además que los mayores valores del factor de multiplicación son los estimados por el modelo de varilla roscada cargada mediante tuerca, alcanzandose incrementos del orden del 50% para un valor de $a/d = 0.02$. El gráfico también muestra que los resultados del modelo de barra con entalla circunferencial son mayores a los resultados obtenidos mediante el modelo de varilla roscada con carga remota. Este hecho es de esperarse dado que la varilla roscada ha sido modelada en forma axisimétrica; caso que puede interpretarse como una barra con múltiples entallas. Como se comentó en el punto 6.2.2, esta situación genera una menor concentración de tensiones debido a que la discontinuidad posee menor severidad. Comparando las soluciones de barra cilíndrica con entalla circunferencial y componente roscado cargado mediante tuerca, puede verse que éstas son muy similares. Los autores del análisis atribuyen esta coincidencia más bien a una casualidad del modelado empleado que a una tendencia generalizable a todos los casos.

En la figura 6.16 se muestra otra comparación de diversas aproximaciones para el factor de multiplicación $Y(a/d)$, que en este caso corresponden en su mayoría a modelos de componente roscado cargado mediante tuerca [13,18,19] y un caso de componente roscado cargado remotamente [7]. Una notoria diferencia descuella en el modelo de *Mettu et al.*, donde la función $Y(a/d)$ muestra un valor menor para $a/d = 0$, lo cual se debe a que éste es el único modelo que considera el efecto de las tensiones residuales generadas en el valle de la rosca por el proceso de fabricación. Más allá de las diferencias observables entre las distintas curvas, en la bibliografía se sugiere que el gráfico puede ser dividido en tres regiones: una primer región donde la existencia de la rosca tiene una gran influencia ($0 < a/d < 0.1$); una región central donde el comportamiento se asemeja al de fisura lateral

en barra redonda lisa ($0.1 < a/d < 0.5$); y una tercer región de crecimiento rápido ($a/d > 0.5$) donde las pendientes de las curvas se incrementan en forma abrupta. lo que representa que a partir de estos tamaños de fisura el crecimiento hasta la falla es muy rápido.

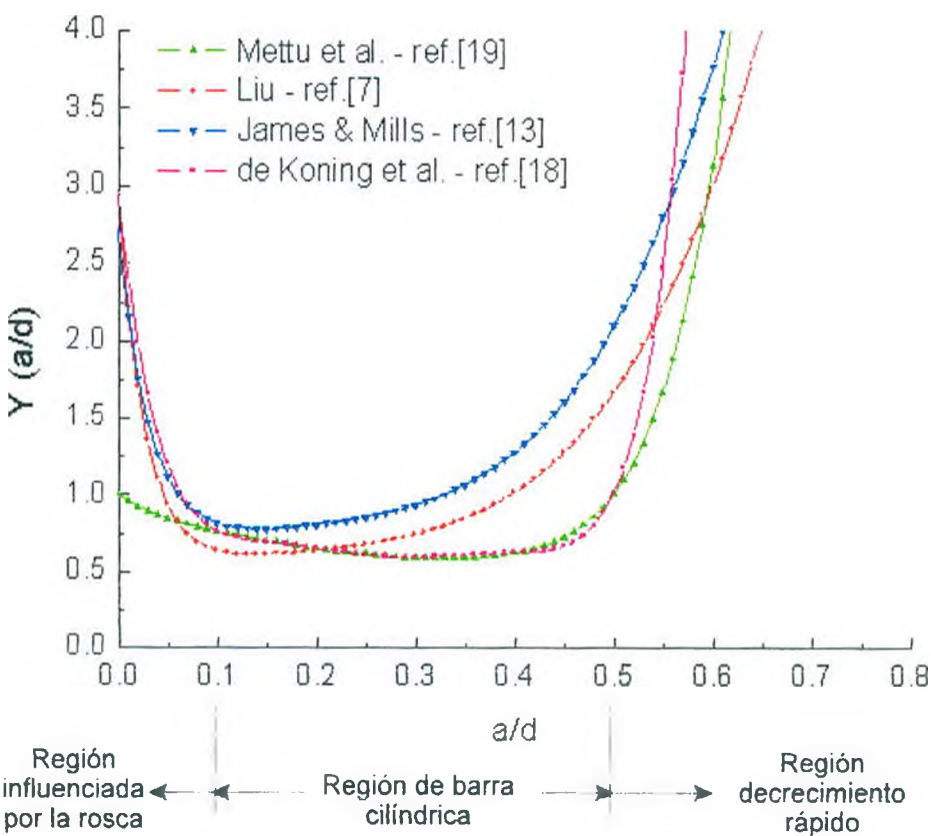


Figura 6.16 - Análisis global de la función $Y(a/d)$ respecto al valor de a/d , para diversos modelos propuestos en la bibliografía.

De las tres regiones mencionadas la primera es la de mayor importancia, ya que es la que se relaciona con la geometría de la rosca y con la que puede estimarse el comportamiento a la fractura y fatiga de componentes sanos (es decir, con tamaños de fisuras muy pequeños). Infortunadamente, en esta región es donde el comportamiento es más difícil de estimar y menos información se posee. Esto se debe en primer lugar a la escasez de datos empíricos, ya que las técnicas experimentales descritas anteriormente no son aptas para tamaños de fisuras tan pequeños. Asimismo, los modelos teóricos en general realizan extrapolaciones para obtener resultados en esta región ya que debido a los reducidos tamaños de fisura, comienzan a tomar relevancia parámetros tales como la deformación plástica en la punta de fisuras y la microestructura del material, de modo tal que la mecánica de fractura lineal elástica y las relaciones desarrolladas para el comportamiento de fisuras largas dejan de tener validez.

Las predicciones logradas en la región de crecimiento rápido también pueden alejarse en cierta medida de la realidad, dado que puede cobrar relevancia el cambio de *constraint* debido a la reducción

del ligamento remanente. De todos modos, las desviaciones en esta etapa tienen valor solo desde un punto de vista de optimización del ajuste del modelo, ya que desde el punto de vista práctico las fisuras de este tamaño significan una situación muy próxima a la fractura, o un porcentaje de vida remanente a la fatiga muy reducido para la mayoría de las aplicaciones.

6.4 Método experimental propuesto para calcular el tamaño de fisura y el factor de forma $Y(a/d)$

El método experimental propuesto para analizar la etapa de crecimiento de fisuras en componentes roscados utiliza el mismo dispositivo otrora empleado en el capítulo 5 para estudiar la etapa de iniciación de fisura y la generación y efecto de tensiones residuales sobre el acople roscado. De este modo se aprovechan las virtudes ya comentadas del método: bajo costo debido a una disposición experimental sencilla y simplicidad operativa debido a que es posible utilizar un esquema de compresión sobre el dispositivo para lograr esfuerzos de tracción en la varilla. Asimismo se mantienen las características del acople a ensayar, en el cual se utilizan varillas roscadas estándar de 12mm de diámetro y paso de 1.75mm (M12x1.75), con una relación de cargas R cercana a cero.

6.4.1 Análisis de la variación de rigidez en el sistema varilla-cilindro-tuercas

Para comenzar el análisis primeramente se repasarán algunas de las deducciones alcanzadas en el punto 5.3 del capítulo anterior, donde se indagó sobre las relación de carga entre la máquina de ensayo y los componentes del dispositivo experimental. El modelo de la figura 6.17 representaba, mediante un esquema de resortes, el desplazamiento x_1 que sufre el sistema cuando la máquina de ensayos ejerce la fuerza P_M . Realizando el balance de fuerzas:

$$P_M + P_V - P_C = 0 \qquad \text{ec. (6.5)}$$

, donde P_V y P_C son las fuerzas sobre la varilla roscada y el cilindro, y pueden escribirse en términos de sus rigideces como:

$$P_V = k_V(\Delta l_V - x_1) \qquad \text{ec. (6.6)}$$

$$P_C = k_C(\Delta l_C + x_1) \qquad \text{ec. (6.7)}$$

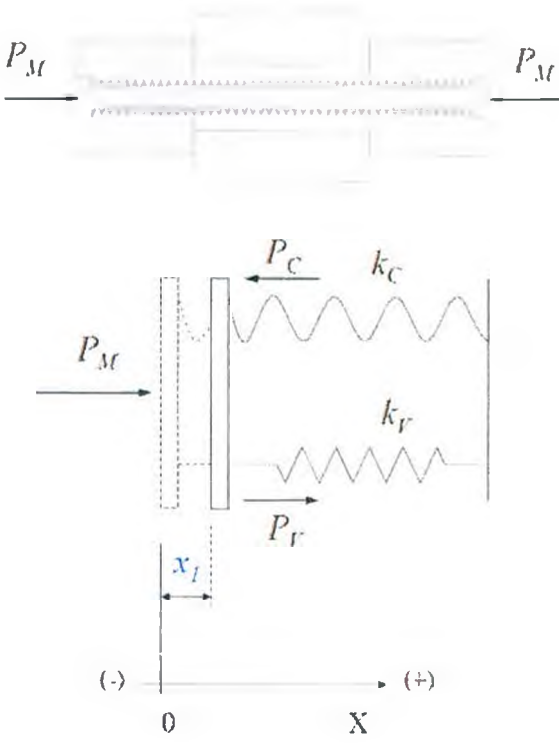


Figura 6.17 - Representación esquemática del sistema mediante resortes (análisis de la carga que debe ejercer la máquina).

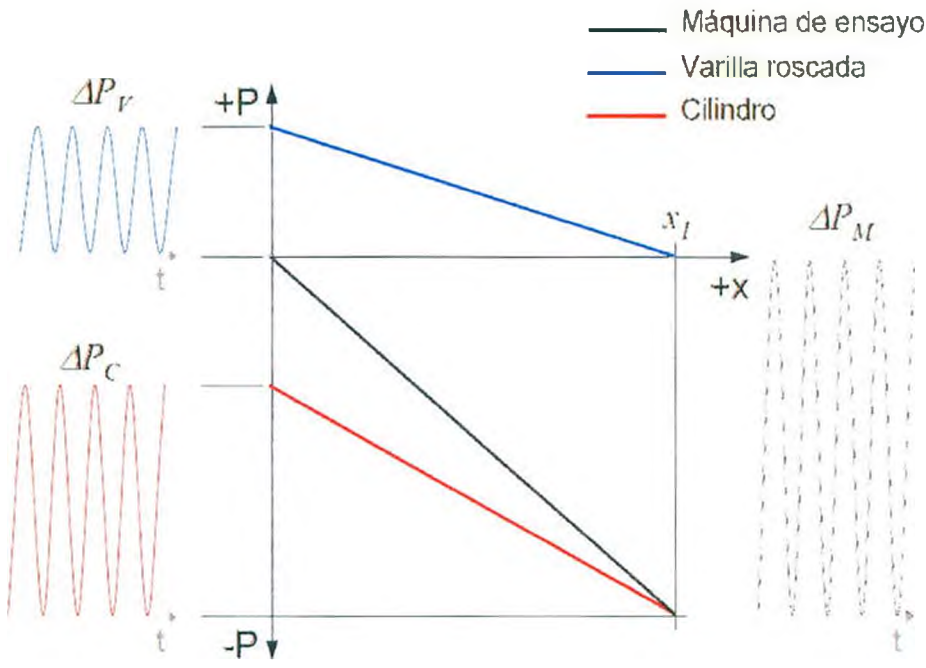


Figura 6.18 - Representación gráfica de la ec.(6.6), ec.(6.7) y ec.(6.8).

Siendo Δl_r y Δl_c los cambios de longitud de la varilla y el cilindro debido al efecto del ajuste de las tuercas. Se había visto además, que combinando las ec.(6.5), ec.(6.6) y ec.(6.7) puede escribirse:

$$P_M = (k_C \cdot \Delta l_C - k_V \cdot \Delta l_V) + x_1(k_C + k_V) \quad \text{ec. (6.8)}$$

Luego, mediante la ec.(6.6) se mostró que la fuerza en la varilla se hace nula para un desplazamiento $x_1 = \Delta l_V$. Reemplazando este valor en la ec.(6.8) se obtuvo la máxima fuerza de compresión que debe ser desarrollada por la máquina de ensayos para lograr un ciclo de fatiga con $R = 0$ en la varilla:

$$P_M = k_C(\Delta l_V + \Delta l_C) \quad \text{ec. (6.9)}$$

Las ecuaciones precedentes fueron además representadas gráficamente con la intención de lograr una mejor comprensión del sistema, tal como se repite en la figura 6.18. En dicha figura se observa la variación de longitud del sistema x respecto a la fuerza que ejerce la máquina, y la distribución de la misma entre la varilla y el cilindro.

Las relaciones desarrolladas hasta aquí corresponden solo a la etapa de iniciación de fisura. De acuerdo a los resultados obtenidos en el capítulo 5, si las cargas involucradas son lo suficientemente altas, luego de transcurrida una determinada cantidad de ciclos comenzará a crecer una fisura en el último diente hermanado entre la varilla roscada y alguna de las dos tuercas. Este hecho produce una pérdida de rigidez en la varilla que genera una relajación del sistema “tuercas-varilla-cilindro” que es claramente denotada por la disminución de la deformación medida en el cilindro durante la etapa de crecimiento de fisura, tal como se observa en la figura 6.19, donde la fisura ha crecido hasta

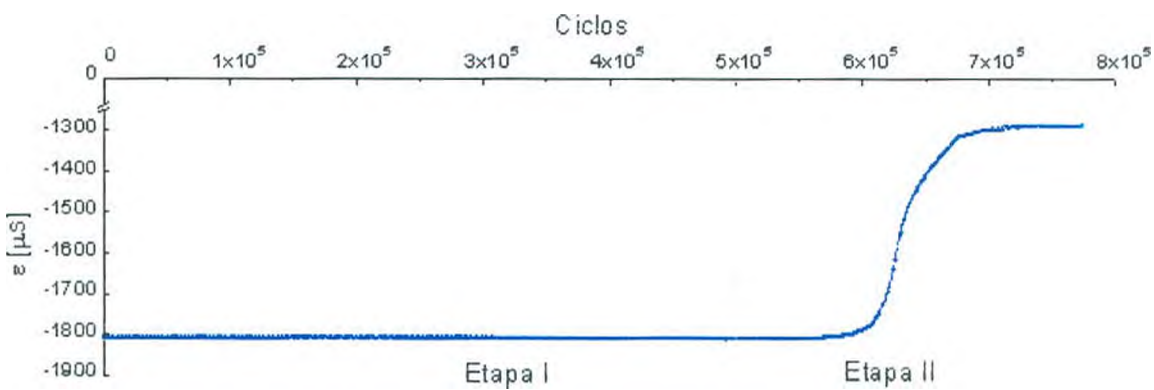


Figura 6.19 - Deformación registrada en el cilindro en función del número de ciclos.

Utilizando nuevamente un esquema de resortes como se muestra en la figura 6.20, puede deducirse la relación entre la variación de rigidez acontecida en la varilla y el cambio de longitud que sufre el cilindro. Este último tiene dos componentes: el desplazamiento x_1 que corresponde a la fuerza

aplicada como se explicó anteriormente; y el desplazamiento x_2 que corresponde a la relajación del sistema debido a la existencia de la fisura. Realizando el balance de fuerzas puede escribirse el mismo resultado que se mostró en la ec.(6.8), aunque esta vez, mientras la fisura crece las fuerzas actuantes en la varilla roscada y en el cilindro se ven influenciadas por la relajación Δx que experimenta el sistema.

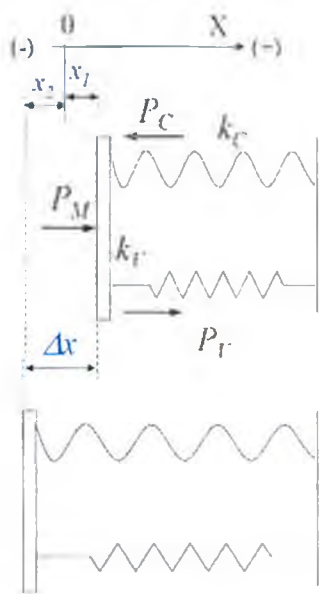


Figura 6.20 - Representación esquemática utilizada para analizar la variación de rigidez Kv(a) en la varilla.

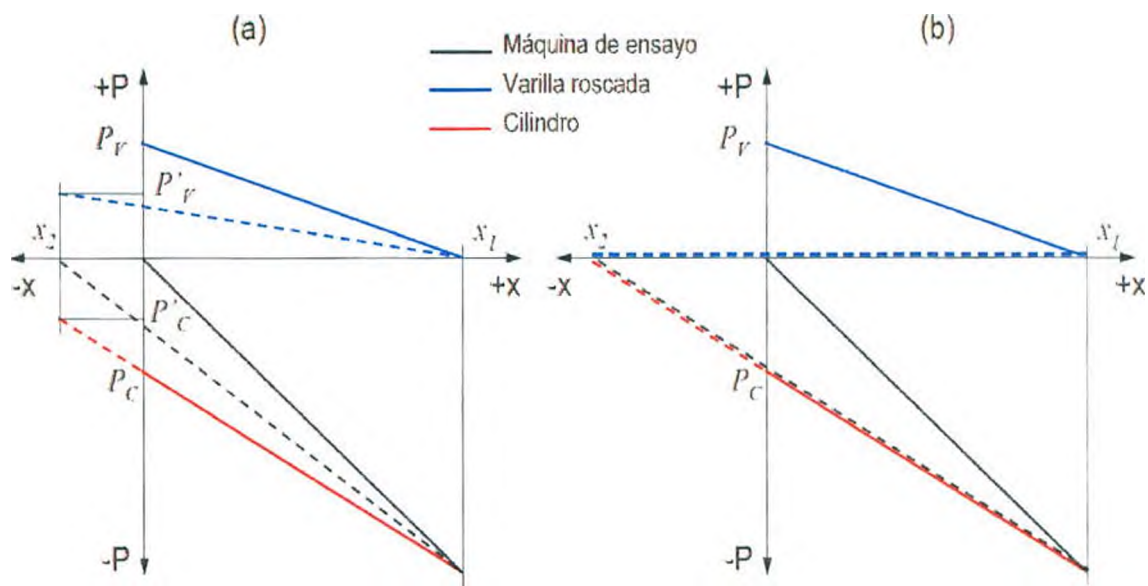


Figura 6.21 - Representación esquemática de la ec.(6.10).

$$P_M + k_v^a(\Delta l_v - \Delta x) - k_c(\Delta l_c - \Delta x) = 0 \quad \text{cc.(6.10)}$$

, donde $\Delta x = x_1 - x_2$ y k_v^a la rigidez de la varilla roscada fisurada, la cual depende del tamaño de fisura a . La ec.(6.10) es representada en la figura 6.21 para facilitar el análisis. La figura 6.21a muestra el cambio en el sistema desde la condición inicial sin fisura en la varilla roscada (línea llena), a una condición donde la varilla contiene una fisura de una longitud arbitraria (línea punteada). Las cargas impuestas al momento de ajustar las tuercas - P_v y P_c - decrecen hasta P'_v y P'_c debido a la pérdida de rigidez en la varilla roscada (notar que las máximas cargas tanto en la varilla roscada como en cilindro son iguales y opuestas). El estado final (figura 6.21b) se alcanza cuando la varilla roscada se fractura, haciéndose nulas las cargas máximas en la varilla y el cilindro, y generando que toda la carga aplicada por la máquina sea soportada por el cilindro.

Un análisis más profundo de la figura 6.21 permite deducir que mientras la fisura crece, la relación de cargas $R = 0$ permanece de todos modos constante en la varilla roscada, mientras que la carga media disminuye hasta 0 cuando se agota todo el ligamento remanente. En cambio, solo la máxima carga de compresión permanece constante en el cilindro, mientras que la carga mínima de compresión decrece a medida que crece la fisura. Por lo tanto la relación de cargas en el cilindro decrece (haciéndose 0 cuando la varilla roscada se fractura), y su amplitud de carga se incrementa.

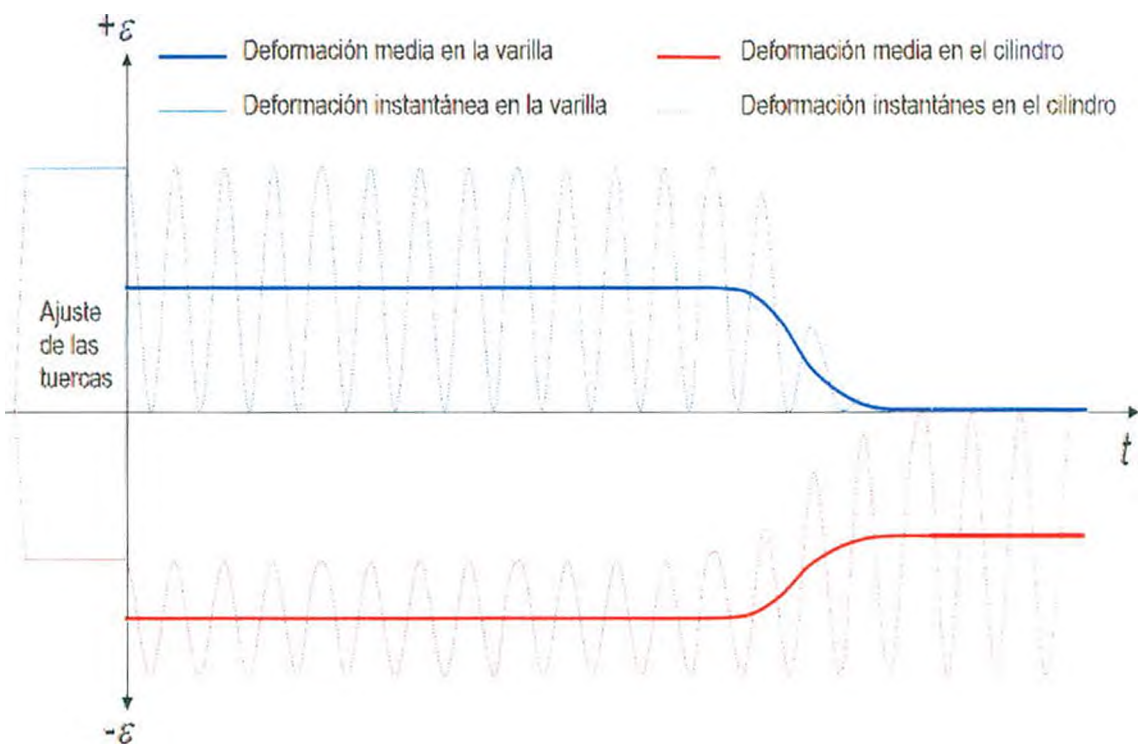


Figura 6.22 - Esquema de deformaciones que acontece en el cilindro y la varilla durante el ensayo.

Lo comentado se muestra esquemáticamente en la figura 6.22 donde se ha graficado la deformación media medida en el cilindro y la deformación media teórica (lejos de la fisura) en la varilla roscada durante un ensayo completo. Para una mejor comprensión, las deformaciones cíclicas instantáneas han sido montadas sobre las deformaciones medias de cada componente.

Finalmente, a partir de la ec.(6.10) puede deducirse la rigidez de la varilla roscada k_v^a , que será función del tamaño de fisura a :

$$k_v^a = \frac{k_c(\Delta l_c + \Delta x) - P_M}{\Delta l_v + \Delta x} \quad \text{ec.(6.11)}$$

, donde Δl_v y Δl_c son los cambios de longitud de la varilla y el cilindro correspondientes al ajuste de las tuercas y la relajación Δx está relacionado a la deformación medida en el cilindro mediante:

$$\Delta x = \epsilon_c \cdot l_c^0 - \Delta l_c \quad \text{ec.(6.12)}$$

Combinando la ec.(6.11) y la ec.(6.12) puede obtenerse la variación de rigidez de la varilla durante el ensayo a partir del registro de deformación en el cilindro, tal como se muestra en la figura 6.23, siendo de particular interés la merma de rigidez durante la etapa II.

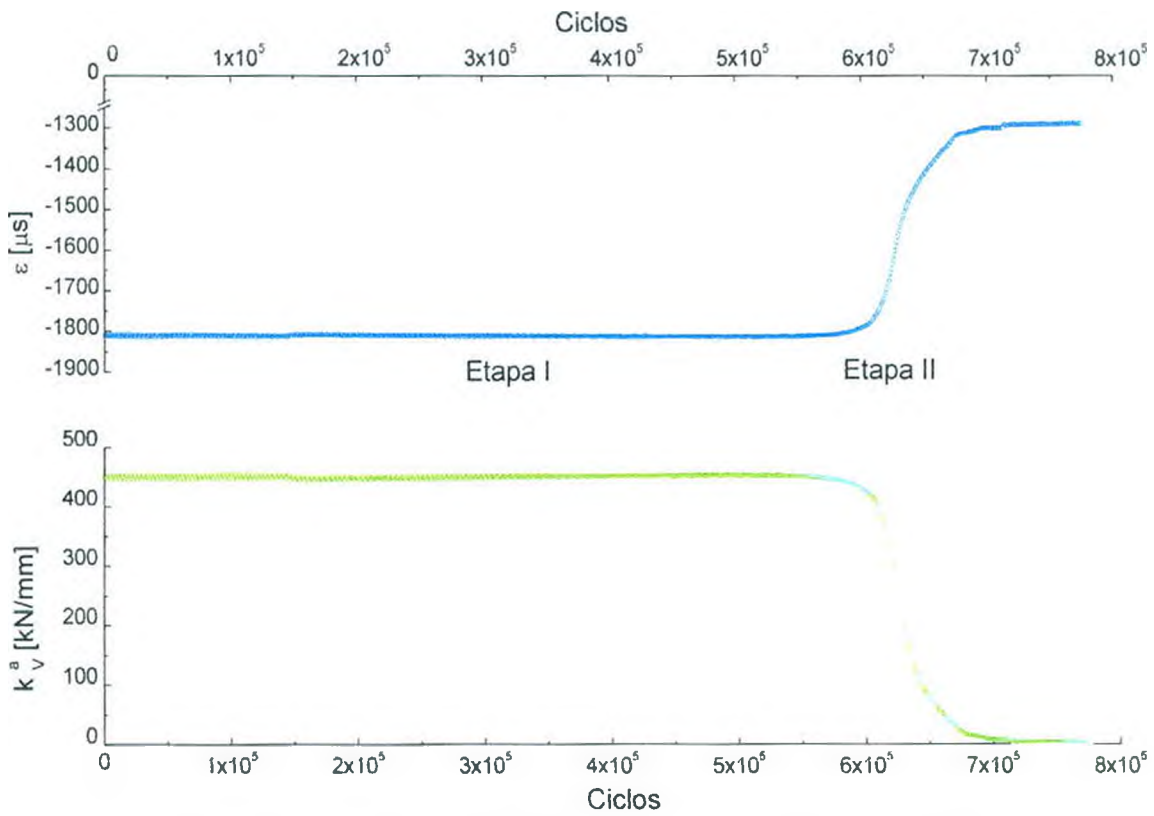


Figura 6.23 - Estimación de la variación de rigidez k_v^a en la varilla roscada.

A partir de la ec.(6.11) puede determinarse la longitud de fisura desarrollada a , en función de la rigidez de la varilla k'' , si se conoce la relación entre ambos parámetros. En el punto siguiente se explicará el método de obtención de dicha relación.

6.4.2 Relación entre la rigidez de la varilla y el tamaño de fisura

Los componentes que contienen fisuras muestran una relación unívoca entre su rigidez y la geometría de la fisura presente, para un determinado marco de cargas. Esta relación suele expresarse en términos de la *compliance* (C), que es la inversa de la rigidez y que puede definirse como cualquier desplazamiento representativo en el componente (Δl), causado por la acción de una carga unitaria (P):

$$C = \frac{\Delta l}{P} \qquad \text{ec.(6.13)}$$

Es una práctica usual en ensayos de tenacidad a la fractura medir la *compliance* de probetas normalizadas para estimar la longitud de fisura durante el ensayo [21,22], para lo cual se cuenta con la relación teórica entre la *compliance* y la dimensión de la fisura para la geometría de probeta en particular y sometida a un determinado tipo de carga.

Estas relaciones por lo general son obtenidas en forma teórica empleando métodos numéricos para resolver las soluciones planteadas mediante teoría de la elasticidad [23]. Esto implica que es un tema de amplio estudio y una ardua tarea obtener la solución de *compliance* en componentes fisurados cualesquiera. En barras redondas y componentes roscados se adiciona la complejidad generada por el hecho de que las fisuras no crecen manteniendo constante su relación de aspecto. Por lo tanto es necesario en primer lugar estimar la forma del frente de fisura en función del tamaño relativo de fisura a/d , para luego relacionar dicha función con la *compliance*.

Por lo comentado, en el presente trabajo se optó por aproximar en forma experimental la relación entre la rigidez de la varilla roscada y el tamaño de fisura. Para ello se elaboró un experimento que utilizó varias probetas y consistió en hacer crecer la fisura hasta distintos tamaños, en los cuales se marcó la superficie de fatiga mediante el método ya comentado en el punto 6.3. En cada una de estas posiciones la rigidez de la varilla roscada k'' , fue calculada mediante la ec.(6.11), mientras que las longitudes de fisura correspondientes a cada marca se midieron con un *software* apropiado a partir de imágenes de alta resolución tomadas con un escáner óptico [24], considerando como la dimensión característica “ a ” la mostrada en la figura 6.24 (línea A-B) que corresponde a la dirección de crecimiento de fisura.

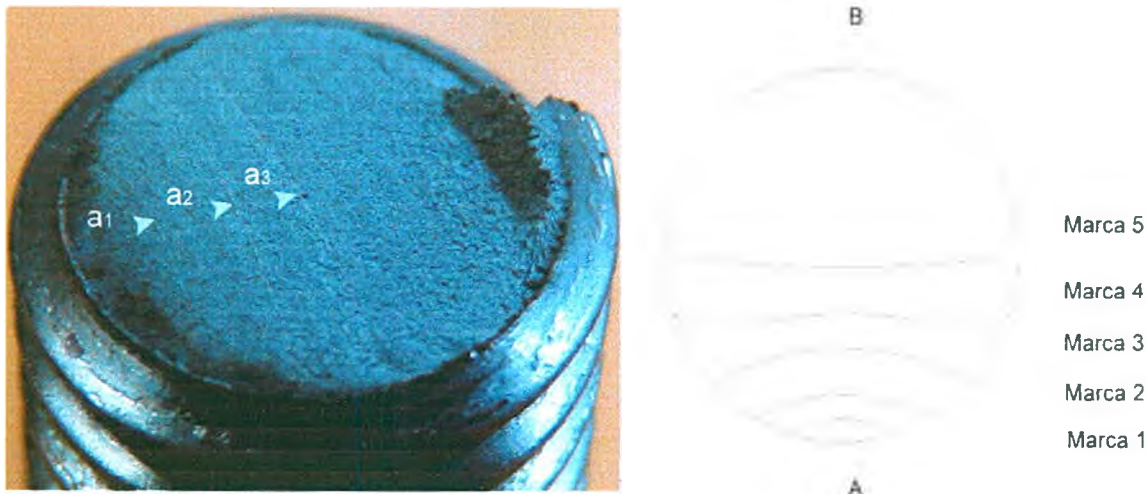


Figura 6.24 - Criterio considerado para definir el tamaño de fisura.

En la figura 6.25 se muestra la relación experimental obtenida. Los puntos extremos $a/d = 0$ y $a/d = 1$ corresponden a la varilla sin fisura (rigidez original de la varilla) y a la fisura completamente pasante (rigidez nula en la varilla). Con la intención de contar con suficientes datos experimentales, los puntos intermedios fueron obtenidos a partir de 7 probetas. La dispersión observada en la figura puede ser atribuida a la técnica experimental empleada y principalmente a que se usaron varias probetas para su obtención, las cuales tuvieron ciertas diferencias en la relación de aspecto del frente de fisura, para longitudes de fisura similares. La función de aproximación utilizada es un polinomio de orden 7, con el cual se logra un ajuste muy satisfactorio ($r^2 = 0.99$). Además se realizó un análisis mediante elementos finitos (línea punteada roja en la figura 6.25) con la intención de corroborar los resultados experimentales, hallándose una curva con perfil similar, aunque desviada en cierto grado de los datos experimentales. Dicho análisis numérico fue implementado en forma muy simple, utilizando elementos sólidos tetraédricos y modelando únicamente la varilla roscada en diversos escenarios, los cuales estuvieron constituidos por varillas roscadas con diferentes tamaños de fisura sometidas a la misma carga externa. La figura 6.26 muestra uno de los mencionados escenarios, donde la leyenda indica los desplazamientos en el eje Z para una fisura de tamaño $a/d = 0.8$ y siendo la carga externa 1000kN. Debe tenerse en cuenta para futuros trabajos relacionados con el tema, que esta clase de análisis numérico puede ser profundizado mediante la implementación de estudios más específicos, tal como el planteado en la ref.[25].

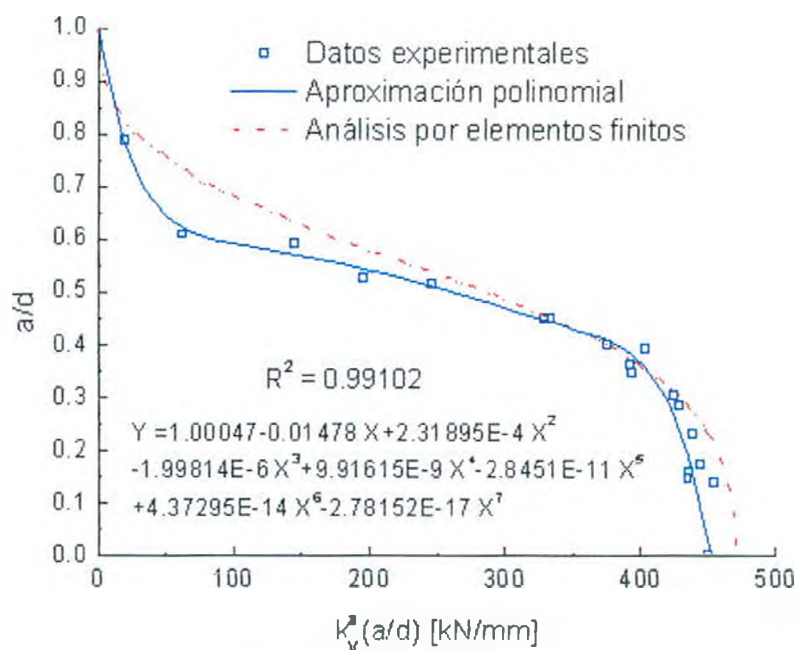


Figura 6.25 - Función utilizada para describir la relación entre la rigidez de la varilla y el tamaño de fisura generado.

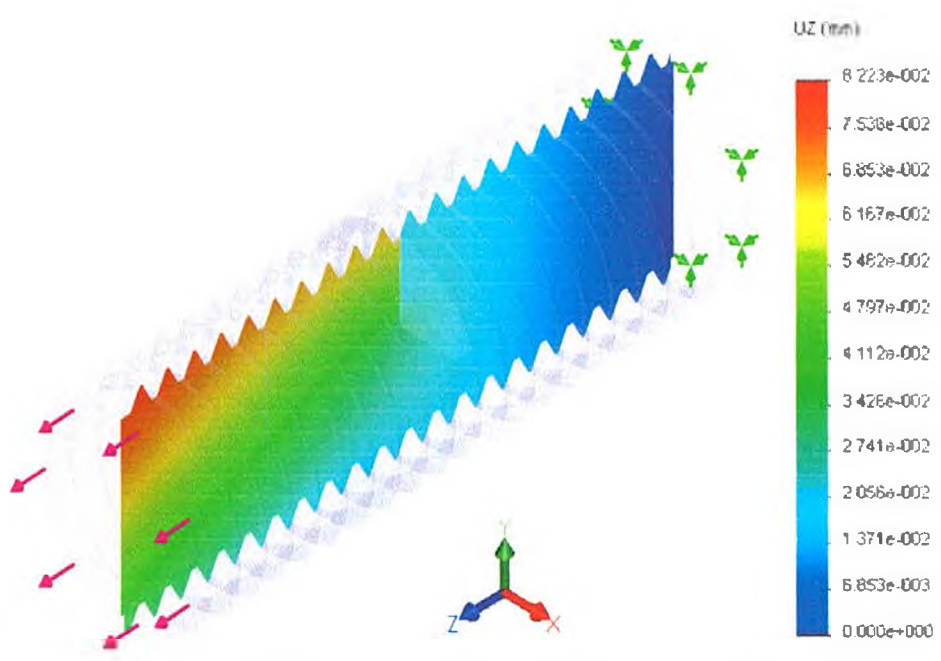


Figura 6.26 - Análisis por elementos finitos para determinar la relación entre tamaño de fisura a/d y la rigidez de la varilla roscada fisurada

De esta forma, a partir de los datos de deformación medidos en el cilindro y utilizando la relación mostrada en la figura 6.25 y la ec.(6.11), puede estimarse la longitud a/d de la fisura en función de los ciclos a medida que transcurre el ensayo. El resultado se muestra en el ejemplo de a figura 6.27, donde a partir de la deformación media medida en el cilindro se obtiene primeramente la rigidez de la varilla en función de los ciclos, y luego la estimación del tamaño de fisura. Una de las

particularidades que puede observarse en dicha figura es que no se encuentra un tamaño de fisura nulo durante toda la etapa (I) como sería esperable. Esta desviación responde al error atribuible a la metodología planteada, aunque no es muy relevante ya que se trata de valores de $a/d < 0.05$. Para optimizar la estimación del tamaño de fisura durante la etapa (II), se fuerza al modelo a cumplir con la condición $a/d = 0$ al comienzo de la etapa.

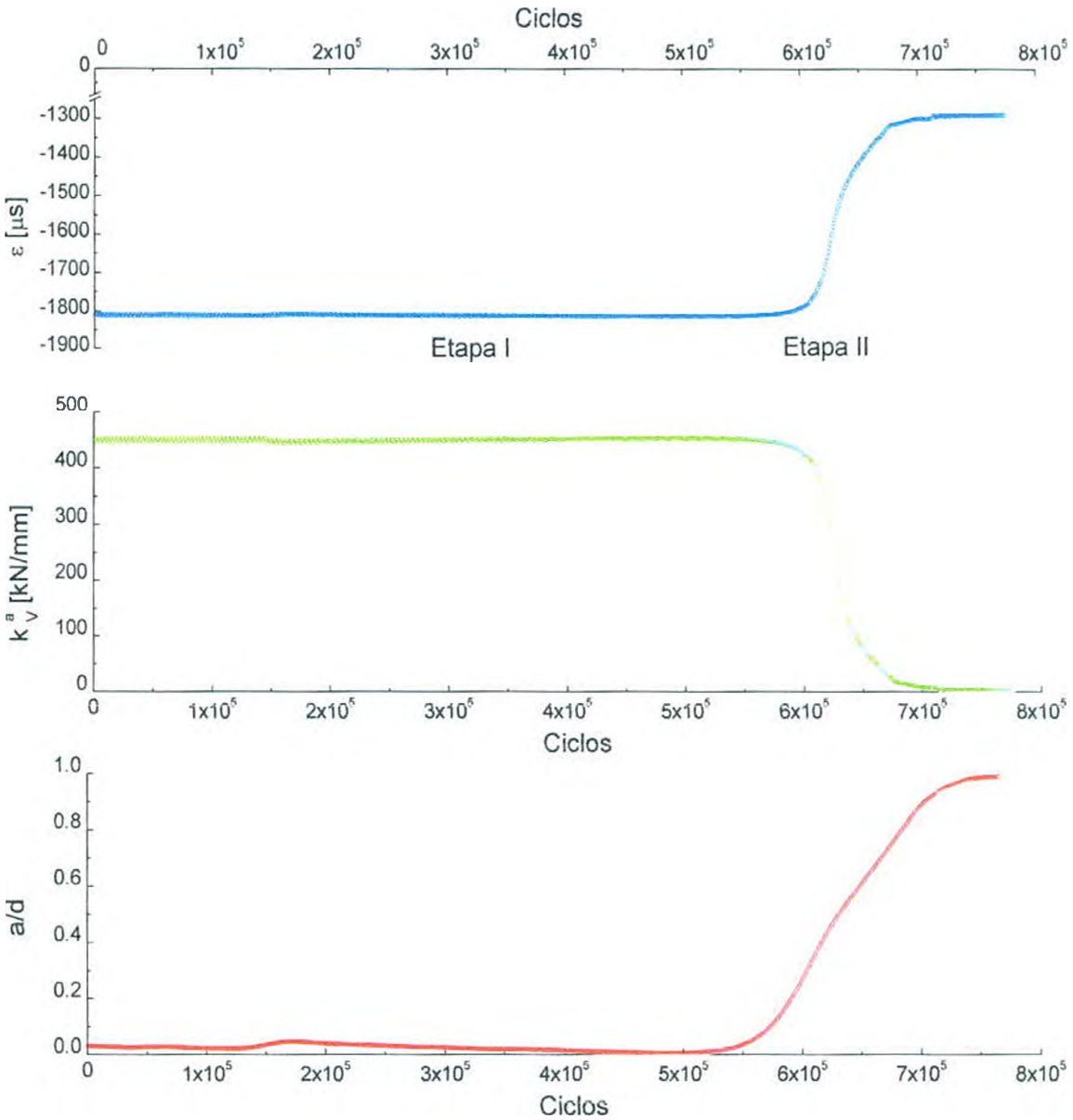


Figura 6.27 - Estimación del tamaño de fisura durante el ensayo, partiendo de la medición de la deformación media en el cilindro.

En la figura 6.28 se muestran resultados de la estimación del crecimiento de fisura correspondiente a diversos ensayos. En alguno de estos se permitió que la fisura creciera hasta producir la rotura de la probeta, mientras que en otros se paró el ensayo adrede para una longitud de fisura arbitraria. Una vez finalizados los ensayos se midió la longitud de fisura final real, para lo cual

se utilizaron indistintamente dos técnicas: teñido térmico y posterior fractura de la probeta a baja temperatura; o posfisuración por fatiga de la probeta, habiendo previamente marcado la longitud final de fisura mediante la manipulación del ciclo de fatiga, como ya se explicó.

Los resultados obtenidos indicaron que el método propuesto permite realizar estimaciones con un alto grado de precisión. Los errores absolutos más relevantes se producen para tamaños de fisura $a/d < 0.5$ siendo de una magnitud aproximada de $0.05a/d$, que para los tamaños de varilla roscada utilizados corresponde a una error del orden de 0.5mm.

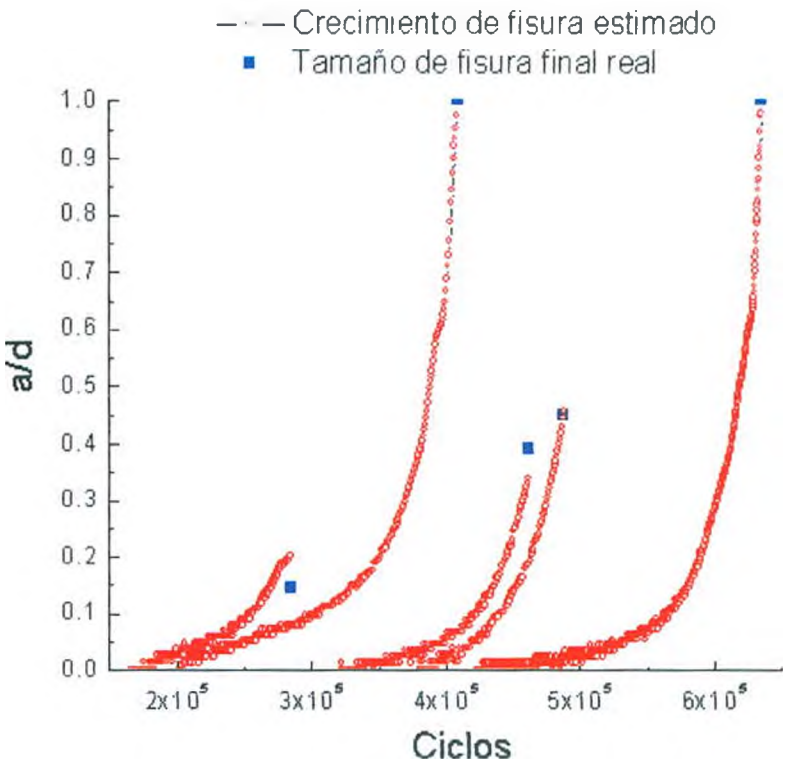


Figura 6.28 - Resultados de la estimación del crecimiento de fisura en diversos ensayos.

6.4.3 Aproximación del factor geométrico $Y(a/d)$

Una vez obtenida la relación $a = f(n)$ mediante la metodología ya explicada, es sencillo hallar el factor de multiplicación $Y(a/d)$ actuante en el ensamble. Para ello simplemente debe despejarse dicho factor de la ec.(6.4) correspondiente a la relación de *Paris*, obteniéndose:

$$Y(a/d) = \frac{\left(\frac{da}{dn}\right)^{\frac{1}{m}}}{C^{\frac{1}{m}}(\Delta \sigma \sqrt{\pi \cdot a})} \qquad \text{ec.(6.14)}$$

Puede notarse que para resolver la ec.(6.14) es necesario primeramente hallar el incremento diferencial de fisura respecto al numero de ciclos da/dn . Debido a que la relación entre el tamaño de fisura y la cantidad de ciclos $a = f(n)$, se obtiene en forma empírica, la función da/dn puede hallarse mediante algún método numérico de derivación basado en diferencias finitas. Sin embargo, debido a que la señal correspondiente a la deformación media del cilindro se registra con cierto ruido inherente al sistema de adquisición, el tratamiento numérico de los datos se vuelve complejo. Una alternativa para sortear tales inconvenientes es utilizar una función conocida para ajustar los datos experimentales, y luego derivar en forma exacta dicha función. Las pruebas realizadas han mostrado que las funciones que ajustan de mejor manera la relación $a = f(n)$ son la función *Gaussiana* y la función *Lorentziana* descriptas en la ec.(6.15) y ec.(6.16) respectivamente. En el la figura 6.29 se muestran dos casos donde se han utilizado dichas funciones para ajustar los datos experimentales. Notese la alta aptitud de ambos ajustes denotada por los adecuados valores que toma el coeficiente de regresión cuadrado r^2 en sendos casos.

$$y(x) = y_0 + \left(\frac{A}{w\sqrt{\pi/2}} \right) e^{-2\left(\frac{x-x_c}{w}\right)^2} \tag{ec.(6.15)}$$

$$y(x) = y_0 + \frac{2A}{\pi} \frac{w}{4(x-x_c)^2 + w^2} \tag{ec.(6.16)}$$

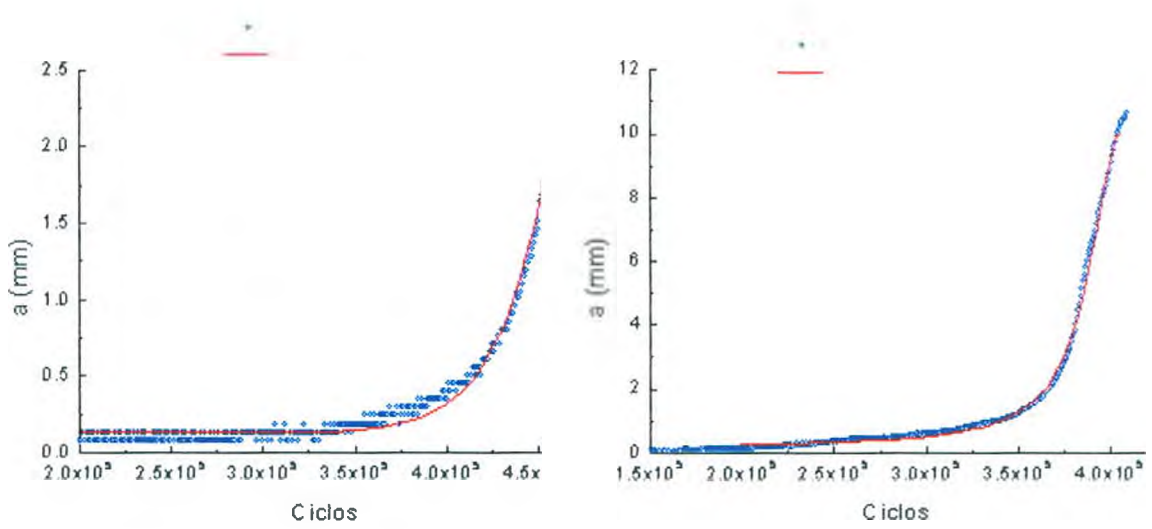


Figura 6.29 - Aproximaciones *Gaussiana* (izq.) y *Lorentziana* (der.) utilizadas para describir la relación experimental $a = f(n)$.

Sin embargo, no debe perderse de vista que lo que se desea obtener es una buena aproximación de la derivada da/dn , y no la función $a = f(n)$ en sí. Por lo tanto mayor relevancia que el coeficiente de regresión cuadrado r^2 conseguido, es procurar que la función estimada copie lo mejor posible la curvatura de los datos experimentales.

Observando la ec.(6.14) puede notarse que además de la derivada da/dn , es necesario conocer los valores de las constantes de *Paris* C y m del material empleado. Debido a que el reducido diámetro de las varillas roscadas utilizadas en los ensayos impide obtener dichas constantes a partir de ensayos normalizados, las mismos fueron estimadas a partir de datos encontrados en la bibliografía [26], habiéndose considerado $C = 16.5 \times 10^{-9}$ (mm/ciclo)/MPa³ y $m = 3$.

Una vez definidos todos los parámetros implicados en la ec.(6.14) se calcularon las soluciones $Y(a/d)$ utilizando los datos obtenidos en varias de las probetas ensayadas en el capítulo 5, cuyos parámetros de ensayo se muestran en la tabla 6.1. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 6.30 y figura 6.31. En las figura 6.32 y figura 6.33 se compara una de las soluciones obtenidas, con diversas aproximaciones propuestas por varios autores en la bibliografía.

Analizando los resultados surge en primer lugar que el método propuesto provee datos experimentales para un amplio rango de tamaños de fisura a/d , debiéndose destacar en particular el hecho de que se consiguen datos para tamaños de fisura tan pequeños como $a/d = 0.002$. Aunque tal característica es destacable, también sugiere que debe realizarse un análisis de validación de las hipótesis empleadas (comportamiento de acuerdo a ley de *Paris*) para el rango de tamaños de fisura donde se obtuvieron resultados. Dicho análisis es presentado en el inciso siguiente.

También surge a partir de los resultados, que aunque en general todas las curvas siguen la misma trayectoria, se encuentra cierta dispersión para los tamaños de fisura cercanos a cero. De este modo, para un tamaño de fisura $a/d = 0.005$ se tiene una dispersión aproximada de 1.55 ($1.35 < Y(a/d) < 2.9$), mientras que para $a/d = 0.05$ se tiene una variación de 0.3 ($0.78 < Y(a/d) < 1.08$). Dicha dispersión podría deberse a diferencias entre las diversas probetas ensayadas (tales como la relación de aspecto de la fisura); como así también al error inherente del método experimental, ya que para los tamaños de fisura más pequeños la curvatura de la función $a = f(n)$ es muy leve, y por lo tanto es esperable que sutiles variaciones en la función de aproximación utilizada genere dispersión en el cálculo de $Y(a/d)$.

Respecto a la comparación entre los resultados obtenidos y las soluciones propuestas por otros autores (figura 6.32 y figura 6.33), se encontró una importante similitud entre todas las curvas y en particular con las propuestas por *de Koning* [18] y *Mettu* [19] en el rango $0.08 < a/d < 0.4$. Para tamaños de fisura $a/d > 0.4$ los valores de $Y(a/d)$ obtenidos son menores a los propuestos en la literatura. Por el otro lado, cuando $a/d < 0.08$, los valores hallados de $Y(a/d)$ son menores que los propuestos por *de Koning* y mayores a los de *Mettu*, siendo que el modelo propuesto por este último contempla la existencia de tensiones residuales en los valles de la rosca.

En relación a esto último, los resultados también han mostrado que el método utilizado para obtener la función de multiplicación $Y(a/d)$ no permite distinguir el efecto de las tensiones residuales en las probetas en donde se estima se han generado las mismas por el método de sobrecarga.

Tabla 6.I - Parámetros de ensayo de las probetas utilizadas para calcular el factor de multiplicación $Y(a/d)$

Probeta	Cts. Paris	P_{0I} / P_Y	P_{mF} / P_Y	P_{0I} / P_{mF}
A	$C = 16.5 \times 10^{-9}$ (mm/ciclo)/MPa ³	0.6	0.6	1
B		0.6	0.6	1
C		0.8	0.6	1.33
D		0.8	0.6	1.33
E	$m = 3$	0.9	0.6	1.5
F		0.9	0.6	1.5

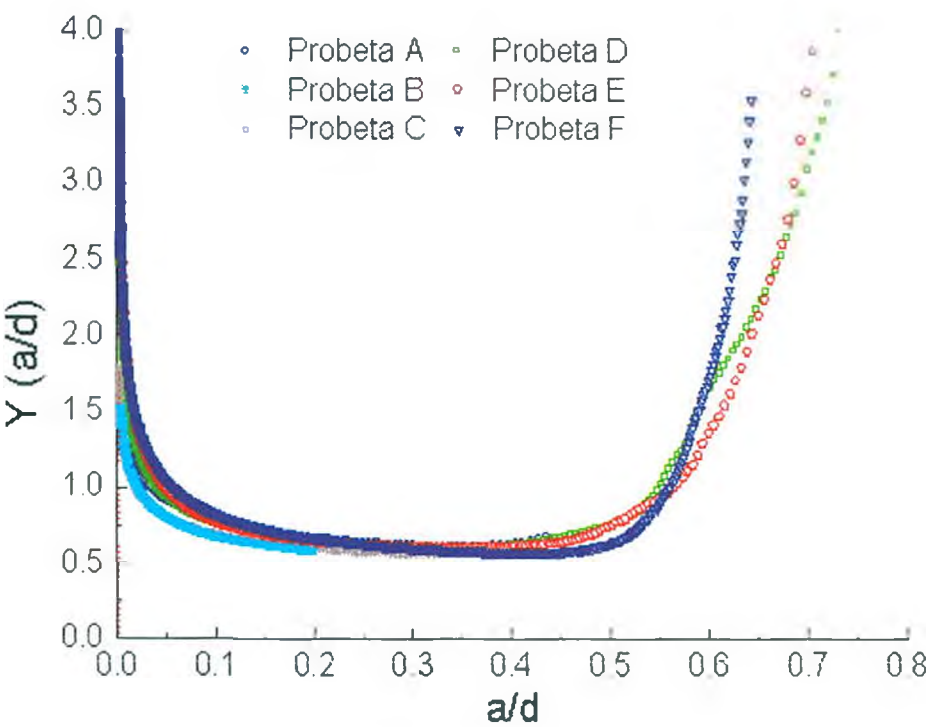


Figura 6.30 - Estimación de la función $Y(a/d)$.

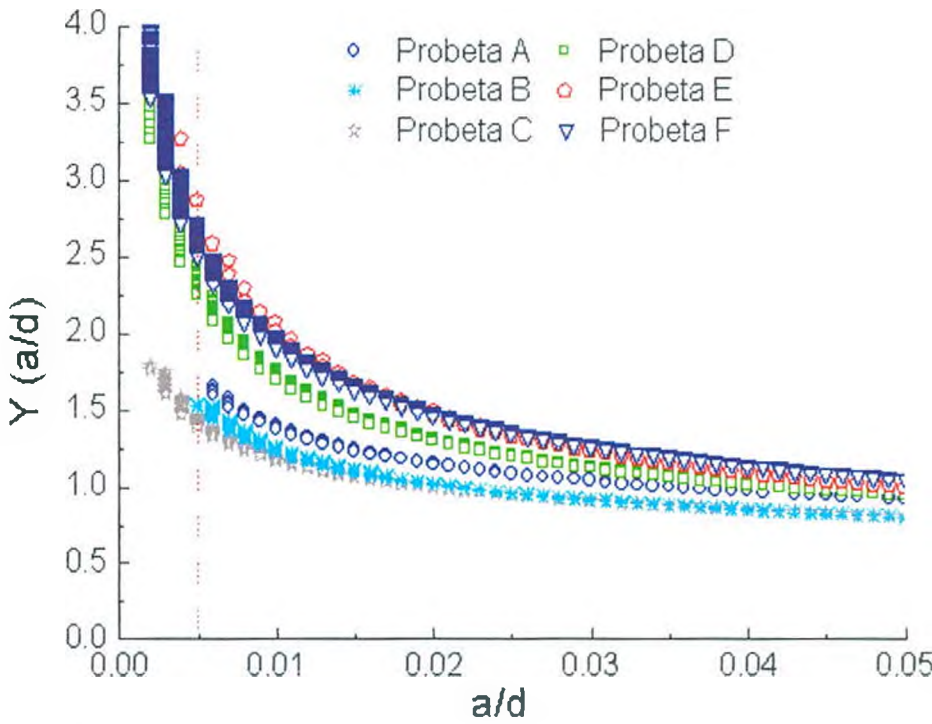


Figura 6.31 - Estimación de la función $Y(a/d)$. Detalle para el rango $a/d < 0.05$.

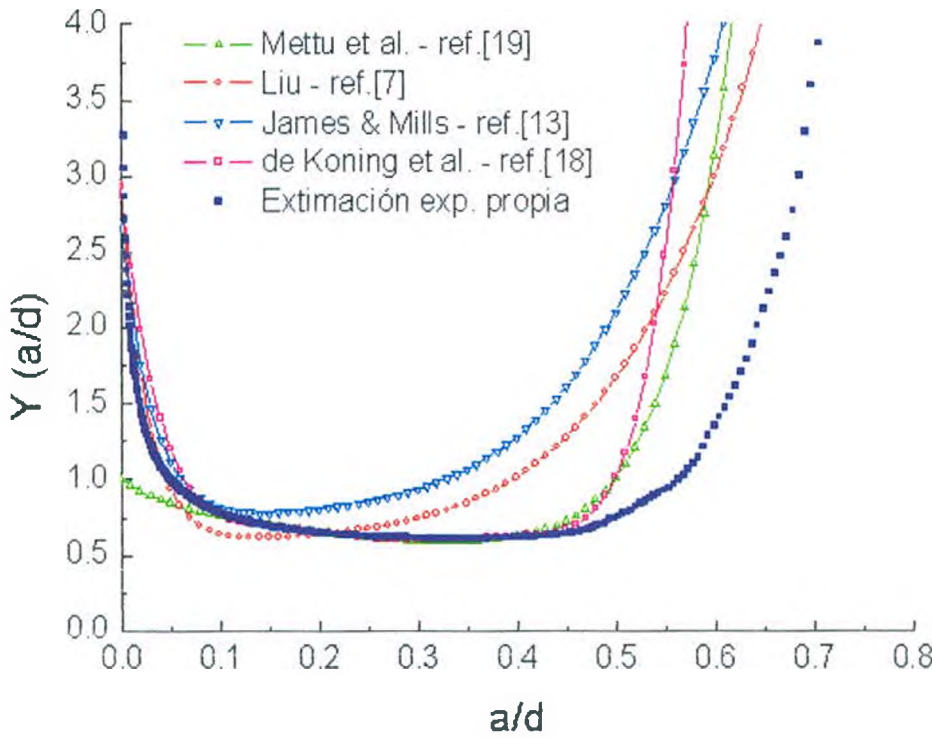


Figura 6.32 - Comparación de la solución $Y(a/d)$ obtenida y diversas aproximaciones propuestas en la bibliografía.

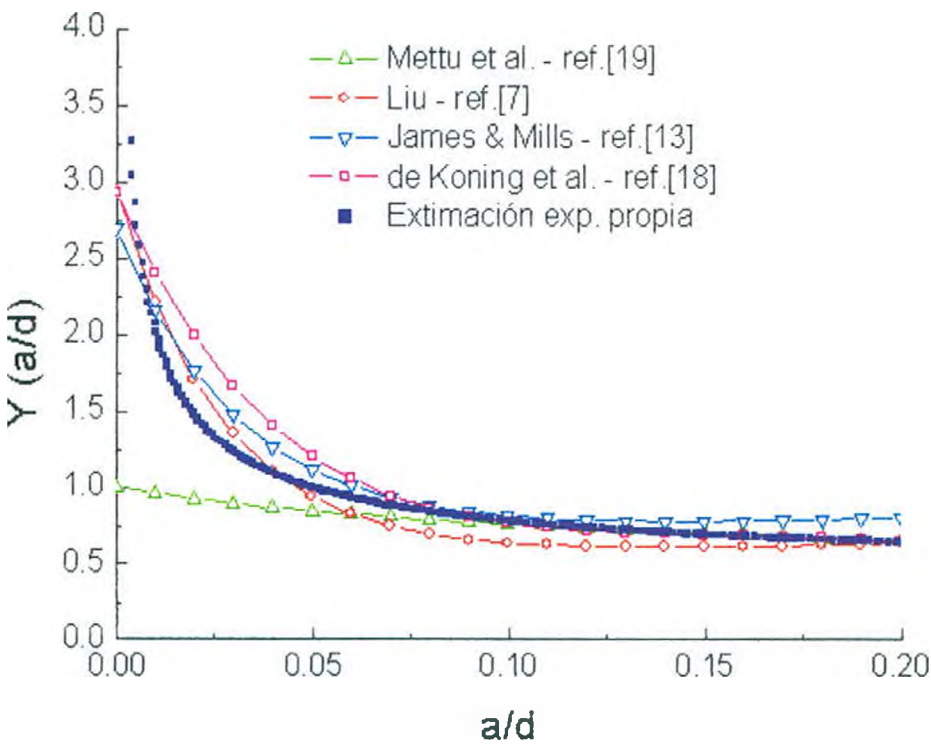


Figura 6.33 - Comparación de la solución $Y(a/d)$ obtenida y diversas aproximaciones propuestas en la bibliografía. Detalle para el rango $a/d < 0.2$.

Dicha falencia en el método propuesto puede estar directamente relacionadas con la hipótesis de base, que supone un comportamiento del material de acuerdo la ley de *Paris* en todo el rango de tamaños de fisura sobre el que se calculó la función $Y(a/d)$. Debido a que los metales suelen tener un comportamiento a la fatiga como el esquematizado por la nube de puntos de la figura 6.34, con el modelo planteado podría estarse extrapolando la relación lineal entre $\log(da/dn)$ y $\log(\Delta K)$ a la región I. De este modo, al utilizar valores de da/dn mayores a los reales en la ec.(6.14) se obtiene una sobreestimación de la solución $Y(a/d)$ para los tamaños de fisura donde $\Delta K \approx \Delta K_{th}$, que podría enmascarar el efecto de las tensiones residuales. Mediante un análisis similar también puede deducirse que el modelo empleado podría estar subestimando los valores del factor de multiplicación $Y(a/d)$ para los mayores tamaños de fisura, donde $\Delta K \approx K_{max}$. Lo comentado se muestra en el gráfico de la derecha de la figura 6.34, donde la línea punteada representa la solución obtenida mediante el modelo empleado, y la línea llena representa la solución que podría obtenerse si en lugar de la ley de *Paris* se utilizara alguna relación que tenga en cuenta el comportamiento del material en las cercanías del factor de intensidad de tensiones umbral y máximo.

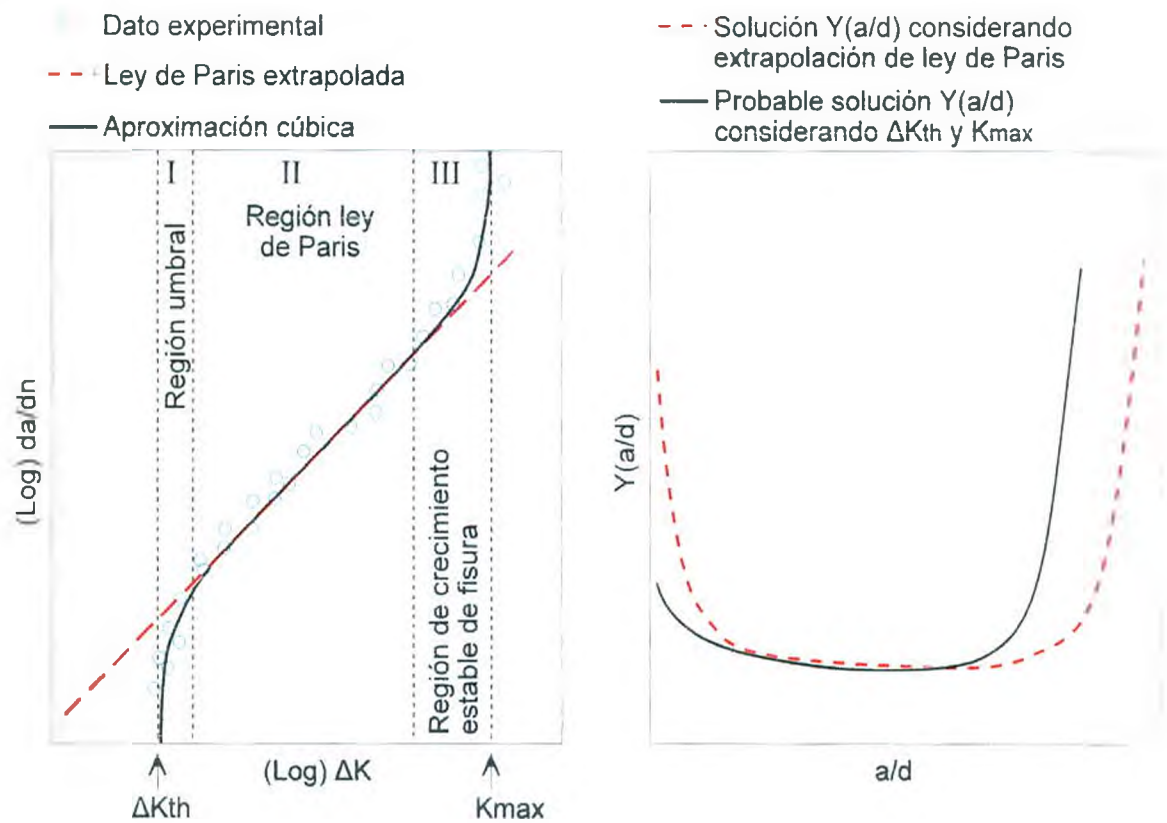


Figura 6.34 - Probable dependencia de la solución $Y(a/d)$ obtenida respecto a las hipótesis del modelo empleadas.

En la bibliografía pueden encontrarse varias propuestas para modelar el crecimiento de fisuras por fatiga en metales teniendo en cuenta los valores umbrales y máximos del factor de intensidad de tensiones; destacandose las aproximaciones de *Forman* [27], *Pridlle* [28] y recientemente las ecuaciones sugeridas en la base de datos AFGROW [29]. Sin embargo surge como inconveniente que dichas aproximaciones son de base completamente empírica y por lo tanto utilizan varios parámetros de ajuste que no suelen estar tabulados para la mayoría de los materiales. De este modo si se desea usar alguno de los modelos mencionados anteriormente, primeramente deben realizarse ensayos de crecimiento de fisuras para obtener datos experimentales como los mostrados en la figura 6.34, para luego poder obtener los parámetros de ajuste buscados.

Se deja pendiente como materia de futuros estudios, el empleo de modelos de comportamiento a la fatiga más amplios que el utilizado en este trabajo, para de este modo poder inferir acerca de la influencia de las tenciones residuales en las soluciones $Y(a/d)$ obtenidas con el método propuesto.

6.4.4 Rango de validez de las hipótesis empleadas

Como se comentó anteriormente, debido a que el modelo planteado para estimar el factor de multiplicación $Y(a/d)$ parte de la premisa básica de comportamiento a la fatiga de acuerdo a la ley de

Paris, debe evaluarse para qué tamaños de fisura es válido aplicar dicha relación sin transgredir sus hipótesis. Básicamente tales hipótesis suponen plasticidad en pequeña escala, comportamiento de fisuras largas, y que el crecimiento de fisura ocurre solo si se supera un valor umbral del rango del factor de intensidad de tensiones $\Delta K > \Delta K_{th}$.

Para los tamaños de fisuras menores los requerimientos de plasticidad en pequeña escala se satisfacen si se verifica que el radio plástico en la punta de la fisura es menor al 2% del tamaño de fisura [30], $r_p < 0.02a$. Teniendo en cuenta que el radio plástico puede calcularse como:

$$r_p = \frac{1}{n} \left(\frac{K}{\sigma_Y} \right)^2 \quad \text{ec.(6.17)}$$

, siendo $n = 2\pi$ para estados planos de tensiones y $n = 6\pi$ para estados planos de deformaciones. La condición de plasticidad en pequeña escala se satisface para un tamaño de fisura:

$$a > \frac{n}{0.02} \left(\frac{K}{\sigma_Y} \right)^2 \quad \text{ec.(6.18)}$$

Para resolver la ec.(6.18) se consideró un valor del factor de intensidad de tensiones igual al umbral, el cual se consideró de acuerdo a la bibliografía [31] para el material ensayado $\Delta K_{th} = 4.2 \text{ MPa(m)}^{0.5}$. Los resultados mostraron que para el tamaño de varilla roscada empleada M12x1.75, la condición de plasticidad en pequeña escala se satisface para $a/d > 0.04$ (estado plano de tensiones) o $a/d > 0.013$ (estado plano de deformaciones). La situación real en la varilla roscada estará entre ambos estados, siendo probablemente más cercano al estado plano de tensiones para tamaños de fisura muy grandes y muy pequeños, y al estado plano de deformaciones para los tamaños intermedios.

Por el otro lado, para analizar el límite entre comportamiento de fisuras cortas y fisuras largas, se empleó la aproximación de Kitagawa y Takahashi, que estima en forma teórica el umbral entre comportamiento de fisuras cortas y fisuras largas [30]. A partir de la tensión de fluencia de los materiales utilizados en los ensayos, se obtuvieron de la referencia [31] los datos necesarios para calcular la longitud l_0 , los cuales corresponden a un acero de bajo carbono (*mild steel*) cuya tensión de fluencia es de 600 MPa. En la figura 6.35 se muestran los resultados, encontrándose una longitud crítica $l_0 = 142\mu\text{m}$. Para el tamaño de varilla roscada con el que se construyó las probetas, esta longitud crítica significa una relación $a/d = 0.014$.

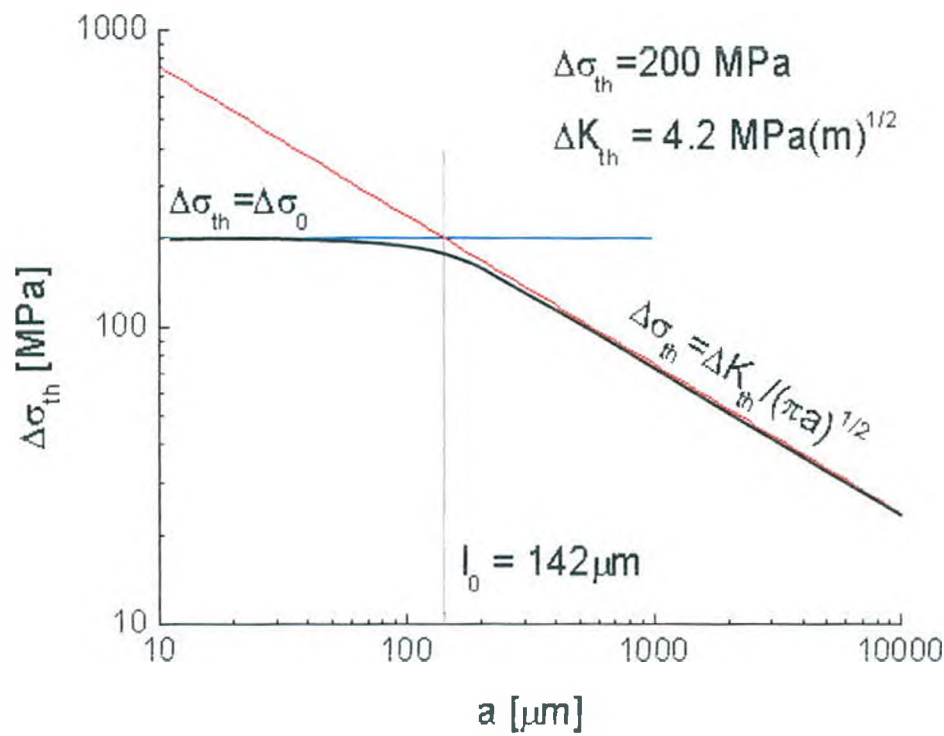


Figura 6.35 - Determinación del límite entre los comportamientos tipo fisuras cortas y largas.

Finalmente debe evaluarse el mayor tamaño de fisura admisible que verifica el supuesto de deformación plástica en pequeña escala. Para ello basta verificar que el radio plástico sea menor al 2% del ligamento remanente, $d - a > 0.02 r_p$. Introduciendo la definición del radio plástico según la ec.(6.17), se debe verificar:

$$d - a > \frac{n}{0.02} \left(\frac{K}{\sigma_f} \right)^2 \quad \text{ec.(6.19)}$$

Resolviendo la ec.(6.19) para estado plano de deformaciones, se encuentra que la condición de deformación plástica en pequeña escala se satisface para una relación $a/d < 0.6$. En la figura 6.36 se muestran los límites inferiores y superior calculados en los párrafos precedentes, donde puede notarse que el límite inferior está dado por la limitación de deformación plástica en pequeña escala (probablemente bajo condición de estado plano de tensiones) en lugar de comportamiento de fisuras cortas. El límite superior está también dado por la limitación de deformación plástica en pequeña escala, pero esta vez bajo un supuesto de estado plano de deformaciones. Debe tenerse en cuenta que como el radio plástico no puede ser normalizado, el rango de tamaños de fisura a/d donde las hipótesis del modelo empleado tienen validez, depende fuertemente del tamaño de la probeta, aumentando el rango de aplicabilidad para mayores diámetros de varilla roscada.

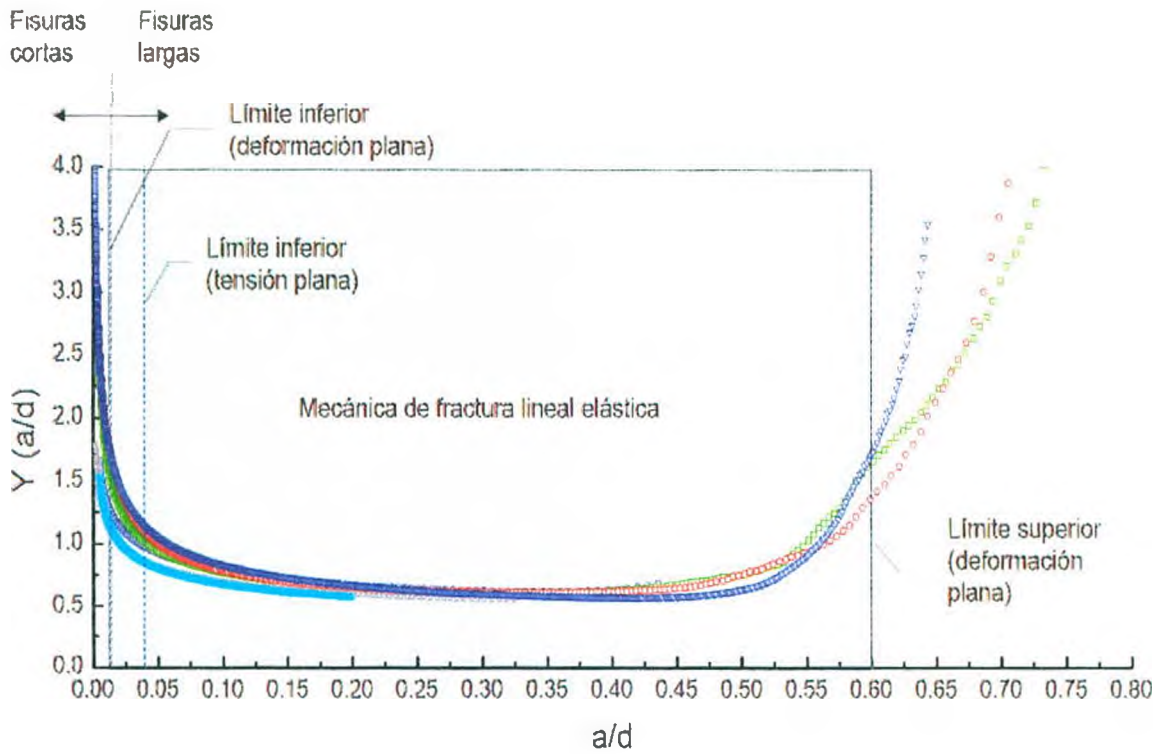


Figura 6.36 - Rango de validez del modelo empleado para estimar el factor de multiplicación $Y(a/d)$.

6.5 Comentarios finales del capítulo

El estudio del comportamiento a la fractura y fatiga de uniones roscadas es una ardua tarea, debido a la complejidad inherente del acople, la cual involucra una distribución de tensiones no uniforme, concentración de tensiones y la posible existencia de tensiones residuales. Este hecho implica que no sea sencillo obtener datos experimentales acerca del comportamiento a fractura y fatiga en uniones roscadas. Por tal motivo, la mayoría de estudios que se refieren al tema utilizan enfoques teóricos cuya principal herramienta de análisis es el modelado mediante métodos numéricos, en particular el “análisis por elementos finitos”, existiendo pocos datos experimentales que validen los modelos utilizados. Los resultados hallados con esta metodología, de gran utilidad en muchas ocasiones, son altamente dependientes de las particularidades del modelo empleado, no siendo siempre contempladas en detalle todas las características que supone el acople roscado. Esta falencia se hace particularmente notoria cuando se intentan realizar estimaciones para tamaños de fisura muy pequeños, tales como $a/d < 0.1$.

El método experimental presentado en este capítulo, sencillo en su concepción, tiene por objetivo estudiar la etapa de crecimiento de fisura por fatiga en el acople roscado del dispositivo utilizado, permitiendo estimar en tiempo real el tamaño de fisura generado durante el ensayo. Este dato, además de ser de un gran valor tecnológico, permite calcular el factor de multiplicación $Y(a/d)$

correspondiente a la unión en materiales para los cuales son conocidas las constantes de *Paris* C y m .

Los resultados obtenidos mostraron que pueden obtenerse muy buenas estimaciones del tamaño de fisura en tiempo real. Por otro lado, los valores del factor de multiplicación $Y(a/d)$ obtenidos se condicen en un alto grado con los datos hallados en la bibliografía, pudiéndose obtener resultados para un amplio rango de tamaños de fisuras. Sin embargo para los menores tamaños de fisura $a/d < 0.05$, el modelo utilizado muestra algo de dispersión en los resultados de $Y(a/d)$ e imposibilita además observar el efecto de las tensiones residuales en la solución obtenida. Se estima que estas deficiencias responden en parte a las hipótesis empleadas (comportamiento de acuerdo a ley de *Paris*), por lo que podrían mejorarse tales aspectos en trabajos futuros si se utilizara un modelo de comportamiento a la fatiga más amplio que el sugerido por *Paris*. Dichos modelos, serán probablemente solo de base empírica, ya que existen deficiencias teóricas para contemplar ciertos aspectos aún poco comprendidos, tales como el comportamiento de fisuras cortas en la zona umbral (para lo cual no hay modelos ampliamente reconocidos al momento); y el crecimiento de fisura en la región de crecimiento estable de fisuras, para lo cual tampoco hay modelos elastoplásticos ampliamente reconocidos. Estos inconvenientes no son particulares de las uniones roscadas, sino generales de crecimiento de fisuras por fatiga.

De todos modos, se puede recalcar que la metodología dió muy buenos resultados dentro del rango de aplicabilidad de Ley de *Paris* (fisuras largas y plasticidad en pequeña escala). Respecto a esto último, los análisis de validez de las hipótesis empleadas mostraron que el modelo es estrictamente aplicable en un rango $0.04 < a/d < 0.6$. Sin embargo debe tenerse en cuenta que dicho rango es fuertemente dependiente del tamaño de probeta empleado, pudiéndose ampliarlo si se utilizan probetas de mayores diámetros.

Finalmente, se cerrará este capítulo haciéndose notar el hecho de que si bien los resultados obtenidos en esta sección son muy promisorios en aplicaciones donde se utilizan componentes roscados de características similares a los del dispositivo experimental (tales como la tornillería utilizada en la industrias aeronáutica, nuclear, hidrocarburífera, etc.), no debe perderse de vista que la técnica desarrollada podría ser exitosamente aplicada en uniones de gran porte como las empleadas en los componentes de la sarta de perforación. De este modo, la estimación de longitud de fisura podría utilizarse para evaluar en tiempo real el daño del acople, mientras que $Y(a/d)$ puede ser utilizado en aplicaciones de pronóstico de daño (*damage prognosis*) [32] para estimar la longitud crítica de fractura y la vida remanente de fatiga de un componente fisurado. A modo de ilustración, en la figura 6.37 se muestran dos ejemplos de aplicación; una típica junta abulonada (figura 6.37a) y una implementación sobre un acople roscado de hombros como los que se utilizan en la industria de perforación petrolera. En ambos casos se podría pensar en la implementación de una arandela instrumentada, la cual cumpliría una función similar a la del cilindro en el dispositivo experimental

utilizado en este capítulo.

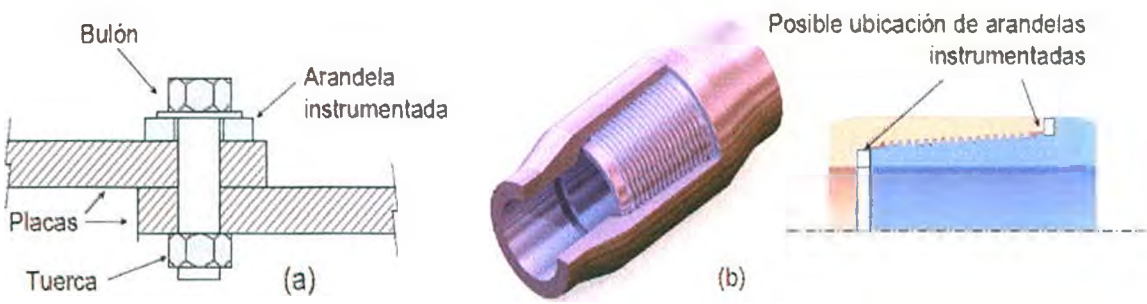


Figura 6.37 - Implementación teórica del método de análisis de crecimiento de fisura en aplicaciones de pronóstico de daño

6.6 Bibliografía

- [1] K. Olsen (2007) Fatigue crack growth analyses of aerospace threaded fasteners - Part III: Experimental crack growth behavior. ASTM STP 1487 "*Structural integrity of fastener*", pp17-28. Ed. P. Toor, ASTM International, West Conshohocken, PA.

- [2] M. Oster, W Mills (2000) Stress intensity factor solutions for cracks in threaded fasteners. *ASTM STP 1391 "Structural integrity of fasteners, 2nd Vol."*, pp85-101. Ed. P. Toor, ASTM International, West Conshohocken, PA.

- [3] J. Toribio et al. (2009) A critical review of stress intensity factor solutions for surface cracks in round bars subjected to tension loading. *Engineering Failure Analysis*, **V16**pp794-809.

- [4] X. Lin , R. Smith (1997) Fatigue growth simulation for cracks in notched and unnotched round bars. *International Journal of Mechanics Science*, **V40**(5)pp405-419.

- [5] J. Toribio et al. (2009) Numerical modeling of crack shape evolution for surface flaws in round bars under tensile loading. *Engineering Failure Analysis*, **V16**pp618-630.

- [6] W. Becker, R. Shipley, Eds. (2002) Failure analyses and prevention. *ASM Handbook*, Vol. 11. ASM International, Materials Park, OH 44073-0002. (*Libro*)

- [7] A. Liu (1995) Behavior of fatigue cracks in a tension bolt. ASTM STP 1236 "*Structural integrity of fasteners*", pp126-140. Ed. P. Toor, ASTM International, Philadelphia, PA.

- [8] K. Olsen (2007) Fatigue crack growth analyses of aerospace threaded fasteners - Part I: State-of-practice bolt crack growth analyses method. ASTM STP 1487 "*Structural integrity of fastener*", pp25-140. Ed. P. Toor, ASTM International, West Conshohocken, PA.

- [9] J. Toribio et al. (1991) Stress intensity factor solutions for a cracked bolt under tension, bending and residual stress loading. *Engineering Fracture Mechanics*, **V39**(2)pp359-371.

- [10] L. James, W. Anderson (1969) A simple procedure for stress intensity calibration. *Engineering Fracture Mechanics*, **V1**pp565-568.

- [11] C. Ragazzo et. al. (1995) A method for generating fatigue marker bands using a constant K_{max} test procedure. *J Test Evaluation*, **V23**pp19–26.
- [12] ASTM E647 (2008) Standard test method for measurement of fatigue crack growth rates. *ASTM International*, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States.
- [13] L. James, W. Mills (1988) Review and synthesis of stress intensity factor solutions applicable to cracks in bolts, *Engineering Fracture Mechanics*, **V30**pp641-654.
- [14] Y. Murakami (1987) Stress intensity factors handbook. *Pergamon Press, Headington Hill Hall, Oxford OX3 0BW, England. (Libro)*
- [15] K. Olsen et. al. (2007) Fatigue crack growth analyses of aerospace threaded fasteners - Part IV: Numeric analyses and synthesis of all results. ASTM STP 1487 "*Structural integrity of fastener*", pp71-97. Ed. P. Toor, ASTM International, West Conshohocken, PA.
- [16] R. Cipolla (1995) Stress intensity factor approximations for cracks located at the thread root region of fasteners. ASTM STP 1236 "*Structural integrity of fasteners*", pp108-125. Ed. P. Toor, ASTM International, Philadelphia, PA.
- [17] C. Shin, C. Cai (2004) Experimental and finite element analyses on stress intensity factors of an elliptical surface crack in a circular shaft under tension and bending. *International Journal of Fracture*, **V129**pp239–264.
- [18] A. de Koning (1996) Assessment of 3D stress intensity factors distributions for nut supported thread rods and bolt/nut assemblies. *National Aerospace Laboratory (NLR), under contract with the European Space Agency (ESA) at ESTEC*, NLR CR 96692L.
- [19] S. Mettu et al. (2000) Stress intensity factor solutions for fasteners in NASGRO 3.0. ASTM STP 1391 "*Structural integrity of fasteners, 2nd Vol.*", pp133-139. Ed. P. Toor, ASTM International, West Conshohocken, PA.
- [20] J. Toribio (1992) Stress intensity factor solutions for a cracked bolt loaded by a nut. *International Journal of Fracture*, **V53**pp367-385.

- [21] ASTM E1820 (2008) Standard test method for measurement of fracture toughness. *ASTM International*, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States.
- [22] BS 7448 Part IV (1997) Fracture mechanics toughness test. *British Standard Internacional*, 389 Chiswick high road, London W4 4AL.
- [23] J. Donoso and J. Landes (2001) Advantages compliance Calculations of the Concise K and formats in fracture mechanics. ASTM STP 1406 "*Fatigue and fracture mechanics. 32nd Vol.*" Ed. R. Chona, ASTM International, West Conshohocken, PA.
- [24] I. Korin, C. Larrainzar, J. Perez Ipiña (2008) Crack length and stable crack extension measurements from images acquired by means of a conventional flatbed scanner. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, **V30**pp876-884
- [25] Y. Shih, J. Chen (1997) Analysis of fatigue crack growth on a cracked shaft. *International Journal of Fatigue*, **V19**pp477-485.
- [26] J. Barsom (1999) Fracture and fatigue control in structures - ASTM Manual, 3Th Ed. *ASTM International*, West Conshohocken, PA. (Libro)
- [27] R. Forman, E. Kearney, R. Engle (1967) Numerical analysis of crack propagation in cyclic-loaded structures. *J. Basic Engrg.*, Trans. ASME, **VD89**pp459-464.
- [28] E. Priddle (1976) High cycle fatigue crack propagation under random and constant amplitude loadings. *Int. J. Pressure Vessels & Piping*, **V4**p.89.
- [29] R. Forman et al. (2005) Fatigue crack growth database for damage tolerance analysis. U.S. Department of Transportation, Federal Aviation Administration. National Technical Information Service (NTIS), Springfield, Virginia 22161.
- [30] J. Perez Ipiña (2004) Mecánica de fractura. Editorial Alsina, 1ª ed. Buenos Aires, Arg. (Libro)
- [31] S. Lampman Ed. (2002) Fatigue and fracture. *ASM Handbook*, Vol. 19. ASM International, Materials Park, OH 44073-0002. (Libro)

[32] D. Inman et al. Eds. (2005) *Damage prognosis*. Ed. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex PO19 (SQ), England. (*Libro*)

6.7 Anexos

6.7.1 Anexo 1 - Funciones propuestas para aproximar el factor de multiplicación $Y(a/d)$

Ecuación genérica:

$$Y(a / d)=A * \operatorname{EXP}\left(B \frac{a}{d}\right)+C+D \frac{a}{d}+E\left(\frac{a}{d}\right)^2+F\left(\frac{a}{d}\right)^3+G\left(\frac{a}{d}\right)^4+H\left(\frac{a}{d}\right)^5+I\left(\frac{a}{d}\right)^6$$

ec.(6.20)

Tabla A.I - Funciones $Y(a/d)$ para barra redonda lisa (figura 6.11)

Referencia	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Murakami	0	0	0.6693	-0.3268	2.7563	0	0	0	0
Liu	0	0	0.5154	0.4251	2.4134	-15.4491	0	0	0
James and Mills	0	0	0.6507	0.5367	3.0469	-19.504	45.647	0	0

Tabla A.II - Funciones $Y(a/d)$ para distintos tipos de rosca y distintos modelos de carga (figura 6.14 y figura 6.15)

Referencia	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Carga remota - cilindro con entalla									
R 1/4-20	2.3701	146.14	2.9724	-49.168	663.24	-4756.3	19040.4	-39186.6	32963.9
R 1/2 - 13 a 2-4.5	2.3931	156.61	2.6878	-43.165	598.38	-4372.3	17803.4	-37149.5	31623.6
R 4-4	2.6467	199.32	2.2356	-32.956	483.94	-3651.2	15267.7	-32539.5	28264.2
Carga remota - componente roscado									
R 1/4-20	1.6351	181.09	2.1209	-35.837	574.2	-4517.7	19137.2	-40763.3	34960.7
R 1/2 - 13 a 2-4.5	1.484	198.17	1.7303	-24.232	435.79	-3682.2	16443.9	-36347.5	32073.7
R 4-4	1.5347	299.43	1.4137	-12.083	253.55	-2366.9	11529	-27203.4	25391.2
Carga con tuerca - componente roscado									
R 1/4-20	2.4902	166.26	3.0149	-51.624	722.92	-5342.9	21757	-45123.3	37900.2

Tabla A.III - Funciones $Y(a/d)$ propuestas por diferentes autores (figura 6.16)

Referencia	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Mettu et al.	0	0	1	-4.7817	43.003	-270.12	933.6	-1623	1137.6
Liu	2.4371	-36.5	0.5154	0.4251	2.4134	-15.4491	36.157	0	0
James & Mills	2.043	-31.332	0.6507	0.5367	3.0469	-19.504	45.647	0	0
de Koning et al.	0	0	2.9253	-58.04	616.29	-3377.2	9926	-14849	8885.6
Barra lisa, fisura lateral	0	0	0.926	-1.771	26.421	-78.481	87.911	0	0

7 Resumen y conclusiones de la tesis

7.1 Resumen de resultados

Antes de abordar las conclusiones finales obtenidas en el presente trabajo, cabe realizar un somero resumen de los principales conceptos y resultados obtenidos en cada uno de los capítulos anteriores, con la intención de lograr una visión más global de la tesis.

De este modo, en el capítulo 1 se vieron primeramente los argumentos que justificaron el proyecto, basados en la necesidad puntual de mitigar la frecuente ocurrencia de fallas por fatiga ocasionadas en las uniones roscadas de hombros de los componentes que conforman la sarta de perforación.

En el capítulo 2 se describió el severo marco de solicitaciones al que están expuestos los acoples roscados durante las operaciones normales de perforación, destacándose el hecho de que deformación plástica puede ser generada en las zonas de mayores tensiones, incluso cuando se aplican los niveles de torque estandarizados para lograr el sello de la unión. Además se vio que las estandarizaciones de mayor aplicabilidad que cubren la integridad de los componentes utilizados en la industria de perforación, no cubren las metodologías experimentales (ya sean ensayos de laboratorio o modelados numéricos) que permitan obtener las características necesarias en la unión roscada para incrementar su desempeño a la fatiga.

En el capítulo 3 se presentó el tema de estudio central de la tesis, el cual se enfoca a lograr incrementar la resistencia a la fatiga de uniones roscadas de hombros mediante un innovador método

que tiene por finalidad introducir tensiones residuales de compresión en las zonas más solicitadas del acople. Se vio que dicho método tiene como característica trascendental que no incrementa el costo de la unión roscada ya que no requiere de operaciones extras durante la fabricación del PIN y el BOX (como podría ser el caso del rolado en frío) y que podría ser incluso aplicado en campo.

En los capítulos 4 y 5 se presentaron dos esquemas experimentales originales a escala de laboratorio, empleados para poner a prueba las hipótesis del método propuesto. El diseño y la utilización de dichas metodologías experimentales se fundamentaron en el hecho del alto costo que implicaría realizar ensayos a escala real, lo cual no se justifica si no se posee de antemano cierta evidencia experimental del comportamiento o tendencias esperadas. De este modo el enfoque experimental expuesto en el capítulo 4 apuntó a estudiar la posibilidad de introducir tensiones residuales de compresión en los valles de uniones roscadas como las utilizadas en los componentes de la sarta de perforación. Utilizando un esquema de carga de flexión en tres puntos, se encontró que mediante el uso de sobrecargas fue posible aumentar en gran medida la resistencia a la fatiga de las probetas empleadas, llegando a lograr notorios incrementos hasta 28 veces superiores a cuando no se aplican sobrecargas. También se encontró que sobrecargas iniciales excesivas podrían conducir a un detrimento en el aumento de la resistencia a la fatiga lograda, aunque probablemente la cota máxima en la sobrecarga utilizada para generar las tensiones residuales de compresión, esté mayormente relacionada con la distorsión geométrica que pudiera sufrir el componente.

Por otro lado, el enfoque experimental planteado en el capítulo 5 tuvo por objeto probar que es factible introducir el campo de tensiones residuales en el acople roscado mediante el apropiado control de su torque de ajuste, tal como se propuso en la metodología propia planteada en el capítulo 3. Se mostró que si bien existen evidentes diferencias geométricas entre las uniones roscadas de hombros como las utilizadas en la industria de perforación y el dispositivo empleado para realizar los ensayos, cualitativamente el comportamiento de ambos acoples resulta el mismo. Los resultados hallados indicaron primeramente que el dispositivo experimental utilizado permite diferenciar claramente las etapas de nucleación y de crecimiento de fisuras. Luego, se vio que mediante el método de sobrecargas propuesto es posible obtener importantes aumentos en la resistencia a la fatiga del acople utilizado en el diseño experimental, llegando a alcanzar incrementos superiores a 5 veces. Además se corroboró la tendencia -ya observada durante el esquema experimental anterior- que indica que sobrecargas iniciales excesivas podrían conducir a un detrimento en el aumento de la resistencia a la fatiga lograda.

Finalmente en el capítulo 6 se utilizó el enfoque experimental visto en el capítulo 5 para obtener datos del comportamiento a la fatiga y fractura del acople utilizado. En particular se mostró que con el dispositivo experimental empleado es posible estimar la longitud de fisura $a = f(n)$ en tiempo real en función de la pérdida de rigidez del sistema; dato que permite obtener luego la velocidad de

crecimiento de fisura (da/dn). Se vio además, que es posible estimar el factor de intensidad de tensiones adimensional $Y(a/d)$ actuante en el acople. Los resultados obtenidos indicaron que pueden lograrse muy buenas estimaciones del tamaño de fisura en tiempo real. Por otro lado, se vio que los valores del factor de multiplicación $Y(a/d)$ obtenidos se condicen en un alto grado con los datos hallados en la bibliografía, habiéndose podido conseguir resultados para un amplio rango de tamaños de fisuras. Finalmente, se hizo notar que los resultados logrados permiten suponer que la metodología desarrollada podría implementarse en componentes tales como las uniones roscadas de hombros, ya sea con fines de investigación y desarrollo, como así también en aplicaciones de pronóstico de daño.

7.2 Conclusiones de la tesis

7.2.1 Conclusiones principales

Con la intención de incrementar la resistencia a la fatiga de uniones roscadas de hombros, como las utilizadas en la industria de perforación de pozos de petróleo y gas, se ha propuesto en el ámbito de este trabajo de doctorado un innovador método que se basa en la generación de tensiones residuales de compresión en el acople, mediante una adecuada aplicación del torque de ajuste del mismo. Debido a los altos costos que implica realizar pruebas sobre las uniones roscadas en escala real, las hipótesis del método fueron probadas mediante dos esquemas experimentales a escala de laboratorio, obteniéndose las siguientes conclusiones principales:

- Los resultados experimentales obtenidos han demostrado que el método propuesto pudo ser aplicado con éxito en componentes roscadas de menor tamaño, -en el rango de la tornillería típica utilizada en industrias como la nuclear y aeronáutica- habiéndose alcanzado incrementos en la vida a la fatiga de los componentes ensayados de hasta 5 veces.

- Además, los resultados alcanzados permiten suponer que podría aplicarse el método propuesto para incrementar la resistencia a la fatiga de uniones roscadas de hombros de gran porte, justificándose el alto costo que implicaría realizar ensayos a escala real en futuras investigaciones.

- Finalmente, cabe decir que los métodos experimentales desarrollados podrían ser extrapolados a una escala mayor, pudiéndose emplear entonces tanto con propósitos de investigación como en aplicaciones de campo, para evaluar la integridad estructural de uniones en tiempo real y en aplicaciones de pronóstico de daño.

7.2.2 Conclusiones particulares

Además de las conclusiones principales expuestas en los párrafos anteriores, pueden destacarse las siguientes conclusiones particulares relacionadas a las técnicas experimentales desarrolladas:

- El primer desarrollo experimental demostró que puede ser utilizado para comparar la severidad de diversos tipos de geometría de roscas, en lo que a resistencia a la fatiga se refiere.

- El primer desarrollo experimental también demostró que los campos de tensiones residuales pueden ser introducidos en el perfil de la rosca sobre probetas obtenidas a partir de uniones roscadas de hombros reales.

- El segundo desarrollo experimental demostró que el campo de tensiones residuales puede ser introducido en un acople roscado tal como el empleado en el dispositivo experimental, mediante un apropiado control del torque de armado.

- Los resultados de ambos desarrollos experimentales mostraron que pueden conseguirse importantes incrementos en la vida a la fatiga de las probetas, aunque en algunos casos, una sobrecarga extrema puede conducir a un decremento en la ganancia de vida a la fatiga producida.

- El segundo desarrollo experimental permite diferenciar claramente las etapas de nucleación y crecimiento de fisuras por fatiga, posibilitando además cuantificar la longitud de fisura en tiempo real y el factor de intensidad de tensiones adimensional $Y(a/d)$.

7.3 Temas de futuros estudios

Como se ha visto a lo largo de este trabajo, el desarrollo experimental permitió reconocer varias puntos que son objeto de incertidumbre y que podrían ser tema de interesantes estudios futuros. A continuación solo se resaltarán los que se consideran de mayor importancia para la continuidad del proyecto.

- Primeramente, se considera que existe evidencia suficiente como para enfrentar el costo que implicaría realizar ensayos a escala real. Para ello sería primero recomendable realizar aproximaciones numéricas con la intención de hallar las fuerzas óptimas que deberían usarse para aplicar el sobretorque inicial, de acuerdo a las características del acople a ensayar.

- En segundo lugar, sería de gran interés determinar mediante el uso de técnicas apropiadas la magnitud de las tensiones residuales generadas mediante el método propuesto (tanto en los desarrollos experimentales a escala de laboratorio, como en las pruebas a escala real).

- En tercer lugar, deberían considerarse modelos mas sofisticados que el propuesto por *Paris* para representar el comportamiento a la fatiga del material, con la intención de obtener resultados más amplios del factor de concentración de tensiones adimensional $Y(a/d)$, capaces de considerar la existencia de tensiones residuales.

- Finalmente, sería de gran interés realizar evaluaciones del rol del hidrógeno en la resistencia a la fatiga cuando se aplica el método propuesto. Este tema es de importancia, ya que las uniones roscadas (junto con toda la sarta de perforación) pueden operar en ambientes con altos contenidos de sulfhídrico, donde el rol del hidrógeno es muy relevante.

7.4 Trabajos surgidos en el ámbito de la tesis

Finalmente se cerrará este trabajo de tesis mencionando las publicaciones en revistas internacionales y congresos, que han surgido en el ámbito de las tareas desarrolladas durante el doctorado:

7.4.1 Publicaciones en revistas con referato

- I. Korin, J. Perez Ipiña (2010) Experimental evaluation of fatigue life and fatigue crack growth in a tension bolt-nut threaded connection. *International Journal of Fatigue*, Vol. 33, n2, pp. 166-175.

- I. Korin, J. Perez Ipiña (2010)Controlled residual stresses introduction to improve fatigue resistance of rotary shouldered connections used in oil drilling industry. *International Journal of Pressure Vessel and Piping* (Artículo aceptado para su publicación; en prensa).

7.4.2 Publicaciones de divulgación

- I. Korin, J. Perez Ipiña (2009) Evaluación de parámetros de crecimiento de fisura y estimación del tamaño de fisura en uniones roscadas sometidas a fatiga. *Cuaderno interno Facultad de Ingeniería, n°003/2009*, UNComa.

- I. Korin, J. Perez Ipiña (2008) Uniones roscadas empleadas en equipamiento de perforación para pozos de petróleo y gas. *Cuaderno interno Facultad de Ingeniería, n°001/2008*, UNComa.

7.4.3 Publicaciones en congresos con referato

- I. Korin, J. Perez Ipiña (2010) Propiedades de fractura y fatiga de roscas empleadas en herramientas de perforación petrolera. *Tercer Encuentro de Jóvenes Investigadores en Ciencia y Tecnología de los Materiales*, SAM 2010, Concepción del Uruguay, Entre Ríos, Argentina.

- I. Korin, J. Perez Ipiña (2009) Evaluación de parámetros de iniciación y crecimiento de fisuras por fatiga en uniones roscadas. *Congreso Internacional de Metalurgia y Materiales*, SAM-CONAMET 2009, Buenos Aires, Argentina.

- I. Korin, J. Perez Ipiña (2009) Controlled residual stresses introduction to improve fatigue resistance of rotary shouldered connections used in oil drilling industry. *11th International Conference on Advanced Materials (ICAM)*, Río de Janeiro, Brasil.

7.4.4 Otras publicaciones

Además de las publicaciones antes mencionadas, en el ámbito del doctorado se desarrollaron también otros trabajos afines a temas de mecánica de fractura y fatiga en general que complementaron la formación.

- C. Larrainzar, I. Korin, J. Perez Ipiña (2010) Analysis of fatigue crack growth and estimation of residual life of the walking beam of an oilfield pumping unit. *Engineering Failure Analysis*, V17(5)pp1038-1050.

- E. Pach, I. Korin, J. Perez Ipiña (2010) Simple fatigue testing machine for polymer reinforced composites. *Experimental Techniques* (artículo aceptado con correcciones menores).

- I. Korin , C. Larrainzar , J. Perez Ipiña (2008) Crack length and stable crack extension measurements from images acquired by means of a conventional flatbed scanner. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, V30pp876-884.

- I. Korin, C. Larrainzar, J. Perez Ipiña (2008) Medición óptica de longitud y crecimiento de fisura mediante el uso de un escáner convencional. 7° Congreso Binacional de Metalurgia y materiales SAM/CONAMET 2007, San Nicolás, Argentina.