



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

# **Estudio del comportamiento de concentradores de esfuerzo bajo condiciones de fatiga en aceros para rieles**

**Santiago Maya Johnson**

Universidad Nacional de Colombia  
Facultad, Departamento (Escuela, etc.)  
Ciudad, Colombia  
Año



# **Estudio del comportamiento de concentradores de esfuerzo bajo condiciones de fatiga en aceros para rieles**

**Santiago Maya Johnson**

Tesis o trabajo de investigación presentada(o) como requisito parcial para optar al título  
de:

**Magister en Ingeniería – Materiales y Procesos**

Director (a):

Ph.D. Alejandro Toro

Codirector (a):

Ph.D. Juan Felipe Santa Marín

Línea de Investigación:

Tribología

Grupo de Investigación:

Grupo de Tribología y Superficies

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Minas, Departamento de Materiales y Minerales

Medellín, Colombia

2014



## ***Dedicatoria***

*A mi madre Olga por todo el apoyo incondicional, su amor y su ejemplo me forjaron como ser humano.*

*A toda mi familia por creer en mí y apoyarme en los momentos en que más los he necesitado.*

*A mi novia Leidy por compartir su tiempo con migo y por todo su amor.*

*A mi profesor Cesar Chaves, quien me enseñó a pensar. Gracias a él entendí que lo verdaderamente importante no son las calificaciones sino aprender y amar lo que se está estudiando (o haciendo). Si mi familia me forjo como persona, él me forjo como profesional.*



## **Agradecimientos**

Esta Deseo expresar mis sinceros agradecimientos a mi director Alejandro Toro y co-director Juan Felipe Santa, por su dedicación, colaboración e interés mostrado durante la realización de este trabajo.

Al programa “Beca Estudiante Sobresaliente de Posgrado” de la vicerrectoría académica de la Universidad Nacional de Colombia, por el apoyo económico que me permitió realizar mis estudios de Maestría.

Al programa “Enlaza Mundos” de la Alcaldía de Medellín por brindarme apoyo económico y permitirme realizar mi pasantía en Brasil, la cual me brindo nuevas experiencias de vida y científicas.

A Antonio J. Ramirez y todas las demás personas del Laboratorio de Caracterización y Procesamiento de Metales, del Laboratório Nacional de Nanotecnologia (LNNano/CNPEM), Campinas, SP – Brasil. Quienes me abrieron las puertas y me trataron como uno más del grupo de trabajo.

Al Laboratório Nacional de Nanotecnologia (LNNano/CNPEM) por permitirme usar la máquina servo-hidráulica MTS Landmark™ con 250kN de capacidad; además de todas las demás instalaciones y de todos los equipos de preparación de materiales. Sin su apoyo esta tesis no hubiera podido ser posible.

Al laboratorio de caracterización de materiales y al laboratorio de tribología de la Universidad Nacional de Colombia sede Medellín; por el apoyo brindado durante la realización de todos los ensayos y el préstamo de los diferentes equipos.

A los compañeros del laboratorio de soldadura de la Universidad Nacional de Colombia sede Medellín, con los que compartí muchos buenos momentos y realice otros trabajos que aportaron a mi desarrollo profesional.

Gracias, en definitiva, a todos aquellos con los que, de una u otra manera, he convivido durante estos años y han hecho más grata la labor diaria.

## Resumen

Un estudio de la tasa de crecimiento de grietas por fatiga fue realizado en dos aceros de riel perlíticos, llamados R260 y R370CrHT, que fueron estudiados en dos orientaciones del plano de crecimiento de grieta con respecto a la microestructura. Experimentos independientes se realizaron para cubrir una amplia variación en el crecimiento de la grieta de fatiga, desde el umbral de fatiga (alrededor de  $10^{-9}$  m / ciclo) a condiciones de fractura rápida.

**Palabras clave:** Fatiga, Aceros Perlíticos, Factor de Intensidad de Tensiones (K), Tribología, Modificador de Fricción.

## Abstract

A study of fatigue crack growth rate was conducted on two pearlitic rail steels, namely R260 and R370CrHT, which were tested under two crack plane orientations with respect to the microstructure. Separate experiments were performed to cover a wide variation in fatigue crack growth, from the fatigue threshold (circa  $10^{-9}$  m/cycle) to rapid fracture conditions.

**Keywords:** Fatigue, Pearlitic Steels, Stress Intensity Factor (K), Tribology, Friction Modifier.



# Contenido

	Pág.
<b>Resumen</b> .....	<b>IX</b>
<b>Lista de figuras</b> .....	<b>XIII</b>
<b>Lista de tablas</b> .....	<b>XVIII</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
<b>2. REVISIÓN BIBLIOGRAFICA</b> .....	<b>9</b>
2.1 MECÁNICA DE FRACTURA ELÁSTICA-LINEAL .....	9
2.1.1 Modos de Carga.....	11
2.1.2 Factor de Intensidad de Esfuerzos .....	12
2.1.3 La Plasticidad en el Frente de la Grieta.....	15
2.1.4 Efecto del Espesor en la Tenacidad a la Fractura .....	16
2.1.5 Propagación de Grietas por Fatiga en Régimen Elástico, Ley de Paris.....	18
2.2 MECÁNICA DE CONTACTO EN SISTEMAS RUEDA-RIEL .....	21
2.3 FATIGA POR CONTACTO RODANTE ( <i>Rolling Contact Fatigue</i> -RCF) .....	23
2.4 LUBRICANTES.....	25
2.5 ESTADO DEL ARTE .....	28
2.5.1 Lubricación y RCF.....	28
2.5.2 Mecánica de Fractura.....	34
<b>3. OBJETIVOS</b> .....	<b>39</b>
3.1 OBJETIVO GENERAL .....	39
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	39
<b>4. METODOLOGÍA Y RECURSOS</b> .....	<b>41</b>
4.1 CRECIMIENTO DE GRIETAS POR FATIGA .....	42
4.1.1 Pre-Fatiga .....	45
4.1.2 Velocidad de Crecimiento de Grietas por Fatiga .....	48
4.2 ENSAYOS TRIBOLÓGICOS .....	50
4.2.1 Preparación de las Muestras.....	51
4.2.2 Ensayos Disco-Disco para medir desgaste .....	52
<b>5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b> .....	<b>59</b>
5.1 MICROESTRUCTURA Y DUREZA.....	59
5.2 MECÁNICA DE FRACTURA.....	66
5.2.1 Propagación de Grietas por Fatiga.....	66
5.2.2 Fractografía.....	76
5.3 ENSAYOS TRIBOLÓGICOS DE MODIFICADORES DE FRICCIÓN.....	86

XII Estudio del comportamiento de concentradores de esfuerzo bajo condiciones de fatiga en aceros para rieles

---

5.3.1	Ensayos Disco-Disco: Efecto del Modificador de Fricción en la RCF ...	86
5.3.2	Pérdidas de Masa .....	92
5.3.3	Mecanismos de Desgaste .....	95
<b>6.</b>	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>109</b>
6.1	CRECIMIENTO DE GRIETAS POR FATIGA .....	109
6.2	ENSAYOS TRIBOLÓGICOS CON MODIFICADORES DE FRICCIÓN .....	110
<b>7.</b>	<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>113</b>
7.1	CRECIMIENTO DE GRIETAS POR FATIGA .....	113
7.2	ENSAYOS TRIBOLÓGICOS CON MODIFICADORES DE FRICCIÓN .....	113
<b>A.</b>	<b>ANEXO A1: RE-DISEÑO DE MÁQUINA DISCO-DISCO .....</b>	<b>115</b>
<b>B.</b>	<b>ANEXO A2: PLANOS .....</b>	<b>129</b>
<b>8.</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>131</b>

## Lista de figuras

	<b>Pág.</b>
<b>Figura 1.1.</b> Red ferroviaria de Colombia (Fuente: DNP).....	5
<b>Figura 1.2.</b> Mapa general de las rutas del Metro de Medellín (2011). ....	6
<b>Figura 1.3.</b> Tasas de desgaste para hilo alto del riel, lubricado y sin lubricar [2]. ....	6
<b>Figura 1.4.</b> Tráfico total por líneas en el Metro de Medellín en los últimos 14 años [6]. ....	7
<b>Figura 2.1.</b> Agujero elíptico de una placa plana y ecuación de tensión en el extremo del concentrador [7]. ....	10
<b>Figura 2.2.</b> Modos de carga. ....	11
<b>Figura 2.3.</b> Estado de esfuerzos cerca de la punta de la grieta en un material elástico. ....	12
<b>Figura 2.4.</b> a) Primera aproximación a la zona plástica en la punta de la grieta y b) aproximación de Irwin [9]. ....	16
<b>Figura 2.5.</b> Tenacidad en función del espesor [7]. ....	17
<b>Figura 2.6.</b> Curva de velocidad de crecimiento de grieta por fatiga ( $da/dN$ ) vs variación del factor de intensidad de esfuerzos ( $\Delta K$ ) [7]. ....	20
<b>Figura 2.7.</b> Regiones potenciales de contacto entre rueda y riel, e ilustración de rueda desgastada y sin desgaste en contacto con un riel sin desgaste [11]. ....	22
<b>Figura 2.8.</b> Spall por fatiga en una bola de acero obtenido usando en una máquina de cuatro-bolas [14]. ....	24
<b>Figura 2.9.</b> Coeficientes de fricción reportados por Kelsan (industria fabricante de lubricantes para sistemas férreos) [16]. ....	25
<b>Figura 2.10.</b> Aspecto de varios lubricantes usados en sistemas rueda-riel [6]. ....	26
<b>Figura 2.11.</b> Comportamiento mecánico y microestructura a 500X de aceros con fases a) ferrita con 3-4% de perlita y b) perlita con 2-3% de ferrita [17]. ....	28
<b>Figura 2.12.</b> Mecanismos de crecimiento de grietas asistidos por fluido [15]. ....	30
<b>Figura 2.13.</b> Etapas del mecanismo de fluido atrapado [18]. ....	31
<b>Figura 2.14.</b> Evolución del volumen desgastado para diferentes lubricantes ensayados [22]. ....	31

<b>Figura 2.15.</b> Índice de desgaste calculado para diferentes lubricantes ensayados en pin-on-disk [23]. .....	32
<b>Figura 2.16.</b> Longitud de grieta en función del número de ciclos; usando aceite con $\rho:0.872\text{g/cm}^3$ y $v(40^\circ\text{C}):132\text{mm}^2/\text{s}$ [24]. .....	33
<b>Figura 2.17.</b> Efecto del número de ciclos iniciales en seco en la subsecuente vida a RCF [25]......	34
<b>Figura 2.18.</b> a) Orientación de probetas compactas en el ECAP, y b) dirección del crecimiento de grietas paralelo a la dirección de deformación [34]......	35
<b>Figura 2.19.</b> Detalle de <i>head checks</i> encontrados en rieles operando en campo, a) R370 en Medellín [6] y b) R350 en Suiza [35]......	36
<b>Figura 2.20.</b> a) orientación de las probetas en el HPT, y b) efecto del tratamiento térmico en la tenacidad del R260 deformado [36]......	37
<b>Figura 2.21.</b> Evolución microestructural del R260 deformado en HPT y tratado térmicamente por dos horas a: a) $420^\circ\text{C}$ , b) $500^\circ\text{C}$ , c) $550^\circ\text{C}$ y d) $600^\circ\text{C}$ [36]......	38
<b>Figura 4.1.</b> Corte del riel para la extracción de probetas a) L-S y b) L-T. ....	42
<b>Figura 4.2.</b> Esquema de extracción para las probetas a) L-S y b) L-T. ....	43
<b>Figura 4.3.</b> Identificación de plano de grieta para secciones rectangulares, muestras alineadas con las orientaciones de referencia [41]......	43
<b>Figura 4.4.</b> Micrografías de la punta de las entallas en dos probetas diferentes.....	45
<b>Figura 4.5.</b> Máquina servo-hidráulica usada para los ensayos de fatiga.....	46
<b>Figura 4.6.</b> Variación del K máximo durante un ensayo de fatiga. ....	48
<b>Figura 4.7.</b> Curva $\Delta a/\Delta N$ vs $\Delta K$ del R370CrHT en la dirección L-T.....	50
<b>Figura 4.8.</b> Esquema de la máquina Disco-Disco. ....	51
<b>Figura 4.9.</b> Corte y extracción de probetas para los ensayos tribológicos. ....	52
<b>Figura 4.10.</b> Esquema de los experimentos tribológicos.....	53
<b>Figura 5.1.</b> Inclusiones presentes en los aceros de riel, a) R260 y b) R370CrHT. Sulfuros (alargados) y óxidos globulares. ....	59
<b>Figura 5.2.</b> Microestructuras en MOLR de aceros para rieles R260 a 500X en a) la orientación L-T y b) S-T, R370CrHT a 500X en c) la orientación L-T y d) S-T; y 1.000X en la dirección L-T de e) R260 y f) R370CrHT. ....	61
<b>Figura 5.3.</b> Microestructuras en SEM del acero R260, a) y b) orientación L-T, c) y d) S-T. ....	62

<b>Figura 5.4.</b> Microestructuras en SEM del acero R370CrHT, a) y b) orientación L-T, c) y d) S-T. ....	63
<b>Figura 5.5.</b> Variación de la dureza en la cabeza de un riel R370CrHT debido al tratamiento térmico [48]. ....	65
<b>Figura 5.6.</b> a) Relación entre espaciado interlaminar y tasa de enfriamiento. b) Dureza de aceros perlíticos en función del inverso del espaciado interlaminar [49]. ....	66
<b>Figura 5.7.</b> Recíproco del exponente de <i>Paris</i> vs la relación $\Delta K_{th}/\Delta K_{IC}$ [50]. ....	68
<b>Figura 5.8.</b> Relación entre el $\Delta K_{th}$ y el modulo elástico de varios metales [52]. ....	69
<b>Figura 5.9.</b> Curva $\Delta a/\Delta N$ vs $\Delta K$ para los aceros de rieles: a) R260 y b) R370CrHT. ....	70
<b>Figura 5.10.</b> Comparación de la tasa de FCG en dos orientaciones, L-S y L-T para aceros de riel a) R260 y b) R370CrHT. ....	72
<b>Figura 5.11.</b> Comparación de la tasa de FCG de dos aceros de riel R260 y R370CrHT en las orientaciones a) L-S y b) L-T. ....	73
<b>Figura 5.12.</b> Comparación de FCG para varios aceros en la orientación, a) L-S y b) L-T. ....	74
<b>Figura 5.13.</b> Superficies de fractura de probetas SE(B) de acero de riel R260 con orientación del plano de grieta a) L-S y b) L-T y acero R370CrHT con orientación c) L-S y d) L-T. Las flechas indican zonas donde se supero el $K_{IC}$ . ....	77
<b>Figura 5.14.</b> Longitudes de grieta en una probeta SE(B) fatigada de un acero R370CrHT. ....	78
<b>Figura 5.15.</b> Superficies de fatiga de a) R260 (L-T) y b) R370CrHT (L-T). ....	79
<b>Figura 5.16.</b> Composición química y espectro de EDX de las inclusiones del R260. ....	80
<b>Figura 5.17.</b> Superficies de fatiga a 500X del acero R260 a) L-S, b) L-T y R370CrHT c) L-S, d) L-T. ....	81
<b>Figura 5.18.</b> Superficies de fatiga a 1500X del acero R260 a) L-S, b) L-T y R370CrHT c) L-S, d) L-T. ....	82
<b>Figura 5.19.</b> Falla final por impacto, a) y b) R260 y c) y d) R370CrHT. ....	83
<b>Figura 5.20.</b> Coeficiente de tracción durante ensayos tribológicos tipo Disco-Disco a 5000 ciclos. ....	87
<b>Figura 5.21.</b> Curvas de coeficiente de tracción para 1.1GPa y 5% de deslizamiento después de 9000, 14000 y 24000 ciclos, a) tribolub, b) HLK y c) seco. ....	88
<b>Figura 5.22.</b> Coeficiente de tracción promedio del Tribolub y HLK durante los ensayos lubricados con 1.1GPa y 5% de deslizamiento. ....	90

<b>Figura 5.23.</b> Curvas de coeficiente de tracción para tribolub y HLK a 0% y 5% de deslizamiento por 14000 ciclos. ....	92
<b>Figura 5.24.</b> Pérdida de masa después de ensayos tribológicos a 1.1GPa y 5% de deslizamiento, a) probetas de riel y b) probetas de rueda y riel.....	93
<b>Figura 5.25.</b> Pérdidas de masa por ciclo después de los ensayos tribológicos a 1.1GPa y 5% de deslizamiento. ....	95
<b>Figura 5.26.</b> Superficies desgastadas de rueda y riel después de los ensayos tribológicos a 1.1GPa y 5% de deslizamiento. ....	98
<b>Figura 5.27.</b> Superficies desgastadas de rueda y riel después de los ensayos tribológicos a 0.8GPa y 0% de deslizamiento. ....	99
<b>Figura 5.28.</b> a) Esquema de fuerzas en un ensayo Disco-Disco, b) apertura de la grieta en el riel e ingreso del fluido justo antes de la zona de contacto y c) sellado de la grieta con fluido atrapado en la zona de contacto. ....	102
<b>Figura 5.29.</b> Imágenes de SEM de las superficies desgastadas del riel después de los ensayos tribológicos con 1.1GPa y 5% de deslizamiento, 4.000 ciclos en seco seguidos de: a) y b) 5000, c) y d) 10000 y e) y f) 20000 ciclos lubricados con tribolub.....	103
<b>Figura 5.30.</b> Imágenes de SEM de las superficies desgastadas del riel después de los ensayos tribológicos con 1.1GPa y 5% de deslizamiento, 4.000 ciclos en seco seguidos de: a) y b) 5000, c) y d) 10000 y e) y f) 20000 ciclos lubricados con HLK. ....	104
<b>Figura 5.31.</b> Imágenes de SEM de las superficies desgastadas del riel después de los ensayos tribológicos con 1.1GPa y 5% de deslizamiento, a) y b) 9000, c) y d) 14000 y e) y f) 24000 ciclos en seco.....	105
<b>Figura A1.1.</b> Rotación del campo magnético en un motor de corriente alterna de 6 polos [59].	117
<b>Figura A1.2.</b> Resistencias disipadoras de corriente y sistema de ventilación para enfriarlas. ....	117
<b>Figura A1.3.</b> <i>Encoder</i> acoplado al eje del motor de riel. ....	118
<b>Figura A1.4.</b> Variación del torque contra el tiempo con 0.8GPa de presión de contacto y un solo motor encendido.....	119
<b>Figura A1.5.</b> Sistema de aplicación de carga hidráulica sobre los soportes de las chumaceras del motor de riel. ....	120

---

<b>Figura A1.6.</b> Ilustración de la forma del contacto entre las probetas de rueda y riel, a) sin deformación de los componentes y b) con deformación de alguno de los componentes de la máquina.....	121
<b>Figura A1.7.</b> Distancia aproximada hasta el punto de contacto, a) nueva versión de la máquina disco-disco y b) máquina antigua.....	122
<b>Figura A1.8.</b> a) Probeta usada en Sheffield, b) sujeción en Sheffield y c) sujeción y probeta en máquina disco-disco en Medellín.....	123
<b>Figura A1.9.</b> Ensamble eje cojinete, a) $R > R'$ y $D = D'$ , b) $R > R'$ y $D < D'$ , en eje con redondeo convencional y c) eje con redondeo cóncavo. Los círculos rojos resaltan las zonas en las que se producen altos esfuerzos de contacto. ....	124
<b>Figura A1.10.</b> Modificaciones de diseño para reducir concentración de esfuerzos en una esquina aguda [60]. ....	124
<b>Figura A1.11.</b> Factores de concentración de esfuerzos geométrico $K_t$ para un eje con reducción de sección, a) flexión y b) torsión. ....	125
<b>Figura A1.12.</b> Vista de la Máquina Disco-Disco versión 2.0 (MDDv2).....	126

## Lista de tablas

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 1.1.</b> Relación de costos en rueda para diferentes condiciones de lubricación, datos tomados del ERL [3].....	4
<b>Tabla 2.1.</b> Vida a la fatiga de rueda-riel con lubricantes sólidos y líquidos [26].	34
<b>Tabla 4.1.</b> Composición química de los rieles y de la rueda (% en peso).	41
<b>Tabla 4.2.</b> Propiedades mecánicas de los rieles. ....	41
<b>Tabla 4.3.</b> Dimensiones generales de las probetas SE(B) para ensayos de fatiga. ....	44
<b>Tabla 5.1.</b> Espaciado interlaminar de ambos aceros.	64
<b>Tabla 5.2.</b> Durezas de las probetas de mecánica de fractura. ....	64
<b>Tabla 5.3.</b> Propiedades de resistencia a la fractura y coeficientes de la ley de Paris para ambos aceros estudiados. ....	67
<b>Tabla 5.4.</b> $\Delta a$ calculado para varios aceros. ....	74
<b>Tabla 5.5.</b> Diferencia en el FCG para las mismas orientaciones. ....	75
<b>Tabla 5.6.</b> Valores de coeficiente de tracción para todas las condiciones ensayadas.....	90

# 1.INTRODUCCIÓN

El desgaste en sistemas férreos es un serio problema para la competitividad de la industria de transporte. Una tendencia mundial para enfrentar los problemas de desgaste es el uso de lubricantes en la intercara entre rueda y riel. Sin embargo, pocos estudios relacionan los mecanismos de desgaste encontrados con el tipo de lubricante y muchas decisiones tribológicas son tomadas en base a sugerencias técnicas dadas por los fabricantes de sistemas comerciales. Dichos sistemas se basan en condiciones estándar de otros países, la mayoría del hemisferio norte (E.U. y Europa) y al parecer aún no hay aproximaciones para países tropicales como Colombia, con menores exigencias de operación pero diferentes condiciones atmosféricas (mayor temperatura y humedad), esto podría afectar las propiedades de los lubricantes y por lo tanto su desempeño.

Las líneas férreas suelen ser catalogadas de acuerdo a su intensidad de tráfico, para esto se utiliza unidad MGT (*Million Gross Tonnes*), que se refiere al peso combinado de todos los trenes que deben soportar los dos rieles a lo largo de un año. Para que un ferrocarril sea considerado de tráfico pesado debe cumplir por lo menos dos de los siguientes criterios [1]:

- 1) Opere unidades de trenes cuyo peso sea de al menos 5.000 toneladas de peso bruto.
- 2) Tráfico de por lo menos 20 MGT sobre un segmento de línea de al menos 150 Km de longitud.
- 3) Operación regular de equipos con cargas por eje de 25 toneladas o más.

Pocos estudios relacionan mecanismos de desgaste o fatiga por contacto deslizante (RCF, *Rolling Contact Fatigue*) con la selección de un lubricante apropiado, teniendo en cuenta que, por ejemplo, un estudio en Australia concluyó que el ahorro anual en sistemas férreos de 12 MGT por costos potenciales de mantenimiento por metro de riel

puede ser tan alto como USD\$34; esto dependiendo del radio de curvatura del riel, la planificación de intervalos de reperfilado<sup>1</sup> del riel y el uso de un lubricante adecuado en la intercara, entre otros. El costo total anual/metro para el mantenimiento de un riel en sistemas de transporte no-lubricados de 12 MGT es USD\$54 [2]; este costo puede ser tan alto como USD\$1.500.000 para una línea de 30 Km, mientras que si se lubrica los ahorros podrían ascender a USD\$1.020.000. Para poner el sistema de estudio de esta investigación en contexto debe tenerse en cuenta que la línea A del metro de Medellín va de norte a sur y la línea B va de este a oeste, con extensiones de 23.2 y 5.6 Km respectivamente (ver Figura 1.2).

Un estudio generalizado por el *Engineering Research Programme* en 2003 [3], donde se analizó la información recopilada de 35 redes ferroviarias, concluyó que una lubricación efectiva puede reducir el desgaste en rueda, riel y los niveles de ruido. La vida del riel puede aumentar un factor de dos, la vida de la rueda un factor de cinco y en algunos casos dependiendo del radio de curvatura los intervalos de reperfilado un factor de cuatro. Aun así, el efecto del lubricante en la RCF en el riel no es bien conocido en sistemas ferroviarios.

Por tanto, el conocer el efecto que tienen los lubricantes en el desgaste y la RCF de sistemas de transporte crecientes, como lo es el Metro de Medellín, es un tema de interés industrial y científico debido a sus ahorros potenciales. Sin embargo, para poder comprender ese efecto es necesario el previo entendimiento de temas como desgaste, mecánica de contacto, mecánica de fractura y lubricación.

---

<sup>1</sup> El reperfilado hace referencia a una operación de pulido del riel (desgaste controlado), este es necesario para eliminar grietas antes de que alcancen una longitud crítica en la cual su tasa de crecimiento se dispara.

La primera línea férrea con locomotoras y tráfico regular fue abierta en Inglaterra en 1825. A lo largo de los años 1800 normalmente las velocidades no excedían los 60 Km/h, las cargas por eje eran de 10 Toneladas y se usaban perfiles de rieles que soportaban cargas de 30 Kg/m. Hoy en día los trenes de pasajeros pueden superar los 300Km/h en operación regular, los perfiles de rieles incrementaron las cargas hasta 60Kg/m y las cargas por eje llegan hasta las 40 Toneladas en Australia y USA.

El total de kilómetros de vías férreas en Colombia no se ha incrementado significativamente el último siglo, para 1915 se tenían 2.200 Km y en el 2008 se tienen poco más de 2.700 Km. La longitud de vías férreas de un país es un indicador de su desarrollo, ya que son de gran ayuda para el transporte (tanto de pasajeros como de carga); mientras España (con una superficie de 504.645 Km<sup>2</sup>) en 2006 tenía más de 14.600 Km de vías Colombia (con 1.141.748 Km<sup>2</sup>) en la misma época apenas contaba con poco más de 2.100 Km [4]. Actualmente la red ferroviaria colombiana tiene unos 2.400 Km en uso y hay proyectos para recuperar tramos inactivos y construir nuevos (Figura 1.1).

Según el DNP, la demanda en 2008 para trenes de carga en Colombia fue de 2,2 MGT y los recursos aportados por el gobierno para el mantenimiento anual serán de hasta USD\$15.400.000 [5]. Se puede notar que la inversión privada y estatal es grande, así que aumentos en la eficiencia de los trenes o en la vida de sus componentes repercutirá en grandes ahorros. Estudios realizados en el *Express Rail Link* (ERL) de Malasia, mostraron que con la correcta lubricación se puede aumentar la vida útil de las ruedas hasta casi 6 veces (ver **Tabla 1.1**). Malasia tiene temperaturas ambiente de 22°C a 40 °C y una mezcla de condiciones ambientales entre muy seco y muy húmedo, estas condiciones son muy similares a las de muchos lugares de Colombia ya que ambos son países tropicales muy cercanos a la línea ecuatorial.

**Tabla 1.1.** Relación de costos en rueda para diferentes condiciones de lubricación, datos tomados del ERL [3].

<b>Condición Vía/Vehículo</b>	<b>Vida de la rueda en Km</b>	<b>Costo anual de ruedas en dólares (USD)</b>
Sin lubricación	170.000	2.660.000
Lubricación en vía	300.000	1.470.000
Lubricación en vehículo	1.000.000	452.600

A nivel local la ciudad de Medellín cuenta con trenes de pasajeros que son la columna vertebral de su sistema integrado de transporte (**Figura 1.2**). En este tipo de aplicaciones de trenes de pasajeros (metros) existen diferentes retos para poder alcanzar un buen desempeño del sistema pero uno de los de mayor importancia es la confiabilidad, ya que una sola falla no solo ocasiona el paro de un solo tren, sino que también implica retrasos generales o incluso un caos en el tráfico.

Figura 1.1. Red ferroviaria de Colombia (Fuente: DNP).

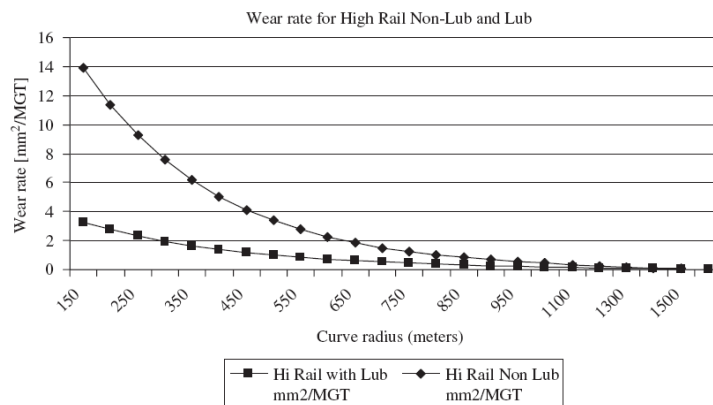


El desgaste en los rieles, ya sean lubricados o sin lubricar, está directamente relacionado con el radio de curvatura, ya que al disminuir el radio de curvatura (curvas más cerradas) se disminuyen los intervalos de reperfilado. Esto se debe a que los esfuerzos son mayores y se concentran en las esquinas de las pestañas del riel, produciendo mayores tasas de desgastes (**Figura 1.3**).

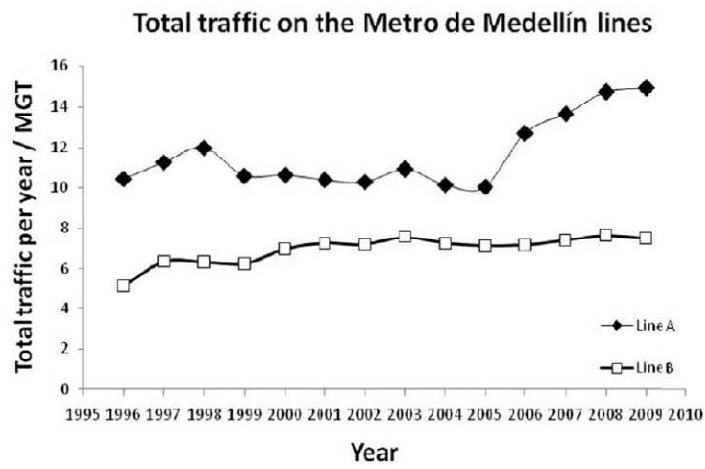
**Figura 1.2.** Mapa general de las rutas del Metro de Medellín (2011).



**Figura 1.3.** Tasas de desgaste para hilo alto del riel, lubricado y sin lubricar [2].



En los últimos años el Metro de Medellín ha incrementado su tráfico (**Figura 1.4**). El sistema ha venido presentando problemas de desgaste hace varios años atrás, los cuales han sido controlados disminuyendo el tiempo de reperfilado en algunas curvas. Otro problema común es la fatiga. Las curvas de mayor exigencia en términos de fatiga son Universidad-Hospital, Floresta-Estadio y Tricentenario-Caribe con 300, 304 y 300 m de radio respectivamente.



**Figura 1.4.** Tráfico total por líneas en el Metro de Medellín en los últimos 14 años [6].



## 2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

El transporte ferroviario sigue siendo el método más efectivo para mover pasajeros o mercancías entre dos puntos conectados por tierra. Esto se debe a la baja pérdida de energía por el contacto metal-metal entre las ruedas y el riel. En estos sistemas existen diferentes necesidades, pero todas están orientadas hacia los mismos objetivos: una mayor durabilidad, reducción de los costos de mantenimiento, y mayor seguridad. En los últimos años el problema del contacto rueda-riel ha venido tomando una mayor importancia, ya que con un mayor nivel de conocimiento de este problema se puede ayudar con las necesidades en sistemas ferroviarios. Para enfrentar un problema tan complejo se requieren conocimientos de varias disciplinas como mecánica, matemática y física; y de áreas específicas, como mecánica de fractura, mecánica de contacto y lubricación.

### 2.1 MECÁNICA DE FRACTURA ELÁSTICA-LINEAL

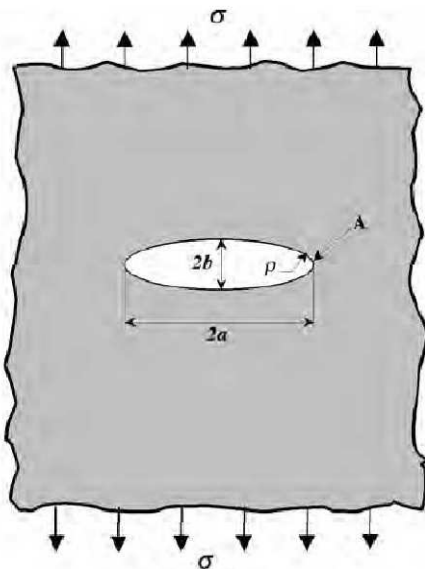
Toda Inglis (1904) y Griffith (1924) fueron los padres de la mecánica de fractura, desarrollando los primeros planteamientos energéticos para la formación y crecimiento de grietas. De acuerdo con el Primer Principio de Termodinámica, cuando un sistema pasa de un estado de no-equilibrio a un estado de equilibrio, se produce una disminución de la energía del sistema. A partir de este principio, Griffith estudió las condiciones de fractura de cuerpos sólidos frágiles con grietas y estableció en el año 1923 la teoría inicial en la que se sustenta la Mecánica de la Fractura:

*“Se puede formar una grieta (o una grieta existente puede crecer) solamente si el proceso origina una disminución de la energía total o esta permanece constante.”*

La primera evidencia cuantitativa del efecto de la concentración de tensiones en las grietas fue enunciada por Inglis (1913), el cual analizó los agujeros elípticos en placas planas. Inglis analizó una placa plana con un agujero elíptico, de longitud  $2a$ , de ancho

2b y radio  $\rho$ , a la que se le aplica una tensión perpendicular al eje mayor de la elipse. Inglis asumió que el agujero no está influenciado por las condiciones de contorno de la placa; es decir, la anchura de la placa es mucho mayor que  $2a$  y la altura es mucho mayor que  $2b$ . A partir de este enunciado la tensión en el extremo del eje mayor (Punto A) está dada por la Ecuación (2.1; cuando  $a \gg b$ , es decir, que el agujero tiene la apariencia de una grieta.

**Figura 2.1.** Agujero elíptico de una placa plana y ecuación de tensión en el extremo del concentrador [7].



$$\sigma_A = 2\sigma \sqrt{\frac{a}{\rho}} \quad (2.1)$$

Resolviendo la anterior ecuación para una grieta, donde  $\rho \cong 0$ , resultaría un valor de tensión casi infinito. Este resultado animó a Griffith a desarrollar una teoría de la fractura basada en la energía en vez de en la concentración de tensiones. Estableciendo un equilibrio entre la disminución de la energía elástica almacenada en el cuerpo y el incremento de la energía superficial total, como consecuencia de la formación de la superficie libre de la grieta, de forma que la grieta existente crecerá y se producirá una fractura si la energía requerida para propagar la grieta (suma del trabajo desarrollado por la tensión aplicada y la energía elástica liberada al extenderse la grieta) puede ser suministrada por el sistema. Esta teoría sólo funciona en materiales elásticos ideales.

En 1956 Irwin propone una solución, esencialmente equivalente al modelo de Griffith, pero más conveniente para resolver los problemas de Ingeniería, extendiendo a los metales la ecuación de Griffith. Irwin define el concepto de tasa de liberación de energía  $G$ , que es la medida de la energía disponible para la propagación de un incremento de grieta  $da$ .

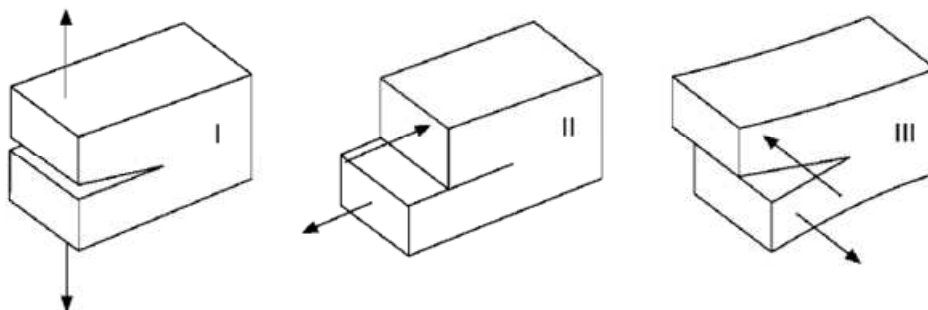
Desde 1960, las teorías de mecánica de fractura se han desarrollado teniendo en cuenta varios tipos de comportamiento no-lineal (i.e. plasticidad, viscoplasticidad y viscoelasticidad) así como los efectos dinámicos. No obstante, todos los resultados recientes son extensiones de la Mecánica de Fractura Elástica Lineal (MFEL).

### 2.1.1 Modos de Carga

Una grieta en un sólido puede presentar un estado de esfuerzos en tres modos diferentes, dependiendo del desplazamiento relativo de las caras (**Figura 2.2**) [8]:

- **Modo I.** Apertura o modo a tracción (Las caras de la grieta son separadas en la dirección normal a ambas superficies).
- **Modo II.** Deslizamiento o cortante en el plano (Las caras de la grieta se deslizan una sobre la otra en dirección perpendicular a la línea del frente de grieta).
- **Modo III.** Cortante o cizallamiento (Las caras se deslizan una sobre la otra en dirección paralela a la línea del frente de grieta).

**Figura 2.2.** Modos de carga.

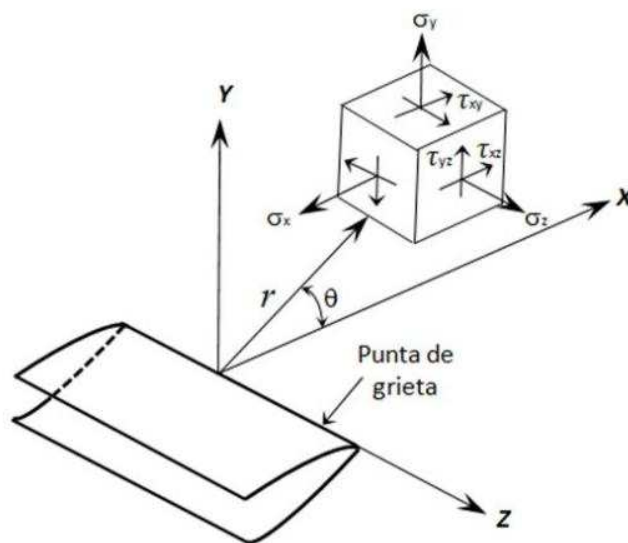


El Modo I es técnicamente el más importante y las discusiones se centran generalmente en él. El Modo II, menos frecuente, se produce cuando se tienen grietas sobre planos que forman ángulos de  $90^\circ$  y finalmente el Modo III aparece principalmente en barras con grietas que están sometidas a esfuerzos de torsión.

### 2.1.2 Factor de Intensidad de Esfuerzos

La **Figura 2.3** representa esquemáticamente un elemento cerca del frente de la grieta en un material elástico y en dicha figura están representados los esfuerzos sobre dicho elemento.

**Figura 2.3.** Estado de esfuerzos cerca de la punta de la grieta en un material elástico.



En 1951 Irwin obtuvo las siguientes expresiones para una placa infinita con grieta pasante, donde los distintos modos de fractura se indican a continuación [7]:

**Modo I**

$$\begin{aligned}
\sigma_{xx} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 - \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right] \\
\sigma_{yy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 + \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right] \\
\tau_{xy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \\
\sigma_{zz} &= 0 && \text{(Esfuerzo plano)} \\
\sigma_{zz} &= \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) = 2\nu \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) && \text{(Deformación plana)} \\
\tau_{xz} &= \tau_{yz} = 0 \\
u_x &= \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[k - 1 + 2 \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right)\right] \\
u_y &= \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[k + 1 - 2 \cos^2\left(\frac{\theta}{2}\right)\right]
\end{aligned} \tag{2.2}$$

**Modo II**

$$\begin{aligned}
\sigma_{xx} &= -\frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[2 + \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right] \\
\sigma_{yy} &= \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \\
\tau_{xy} &= \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[1 - \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right] \\
\sigma_{zz} &= 0 && \text{(Esfuerzo plano)} \\
\sigma_{zz} &= \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) && \text{(Deformación plana)} \\
\tau_{xz} &= \tau_{yz} = 0 \\
u_x &= \frac{K_{II}}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[k + 1 + 2 \cos^2\left(\frac{\theta}{2}\right)\right] \\
u_y &= \frac{K_{II}}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \left[k - 1 - 2 \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right)\right]
\end{aligned} \tag{2.3}$$

**Modo III**

$$\begin{aligned}
\tau_{xz} &= \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \\
\tau_{yz} &= \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \\
\sigma_{xx} &= \sigma_{yy} = \sigma_{zz} = \tau_{xy} = 0 \\
u_z &= \frac{K_{III}}{\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)
\end{aligned} \tag{2.4}$$

Donde:

$\mu$  es el módulo de cizalladura,  $\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$

$k = 3 - 4\nu$  (Deformación plana)

$k = \frac{(3-\nu)}{(1+\nu)}$  (Esfuerzo plano)

Para  $r \rightarrow 0$  se presenta un punto singular, donde los esfuerzos tienden a infinito, en que todavía este desarrollo matemático NO representa con rigor la realidad de los esfuerzos en el frente de grieta.

Posteriormente se demostró que estas expresiones, obtenidas en placas planas infinitas con grieta pasante, eran aproximadamente generalizables a otras configuraciones geométricas, agrupando hacia los factores de intensidad de esfuerzos,  $K_I$ ,  $K_{II}$ ,  $K_{III}$  todas las variaciones asociadas a la geometría.

Si se asume que el material falla localmente como consecuencia de una combinación crítica de esfuerzo y deformación en Modo I, quiere decir que la fractura se producirá para un valor crítico de intensidad de esfuerzos  $K_{IC}$ , de forma que  $K_{IC}$  es una medida alternativa de la tenacidad a fractura del material.

Para una placa plana de tamaño infinito ( $\infty$ ) en Modos I y II, el factor de intensidad de esfuerzos está dado por:

$$\begin{aligned} K_I &= \sigma\sqrt{\pi a} \\ K_{II} &= \tau\sqrt{\pi a} \end{aligned} \quad (2.5)$$

El fallo en Modo I se produce cuando  $K_I = K_{IC}$ . En este caso  $K_I$  es la fuerza motriz para la fractura y  $K_{IC}$  es una medida de la resistencia del material.

Otros investigadores desarrollaron nuevas funciones gráficas para calcular los factores de intensidad de esfuerzos en placas finitas con geometría definida. Normalmente el resultado se presentaba como:

$$K_I = Y\sigma\sqrt{a} \quad \text{donde } Y, \text{ depende de la geometría de la placa.} \quad (2.6)$$

### 2.1.3 La Plasticidad en el Frente de la Grieta

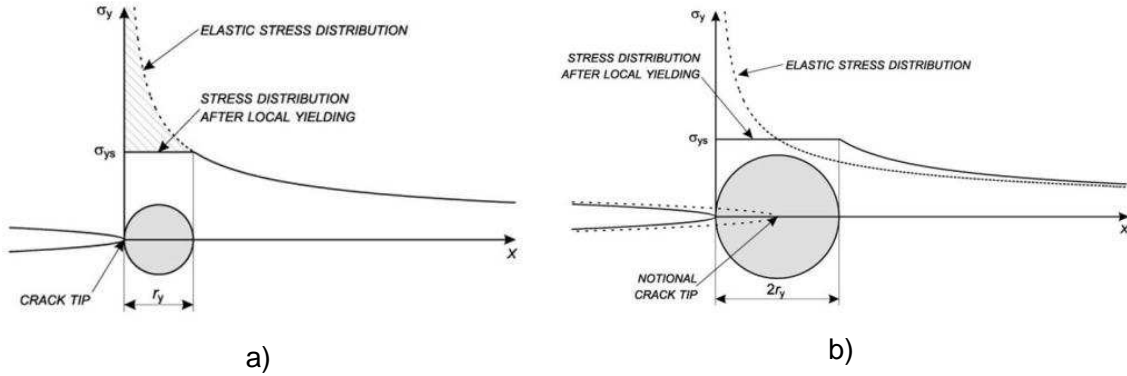
Como se mencionó anteriormente, el análisis elástico-lineal de una grieta predice tensiones infinitas en el frente de grieta: En la práctica, todos los materiales, incluso pétreos, cerámicos y vidrios, son capaces de desarrollar un cierto grado de plasticidad en el frente de las grietas, por pequeño que sea en el caso de los tres citados. En la medida en que se desarrolla esta plasticidad, se amortigua el valor extremo de la tensión en frente de grieta, y se mejora la resistencia frente a la fractura frágil.

Los materiales reales presentan tensiones finitas en el frente de las grietas; precisamente la deformación de los materiales inelásticos, como la plasticidad en los metales y el *crazing* en los polímeros, proporciona un desafilado (*blunting*) y una relajación de los esfuerzos en el frente de grieta. Esto significa que siempre hay una región, alrededor del frente de grieta, en la que se produce una deformación plástica y consecuentemente no puede existir un esfuerzo único. La región plástica es conocida como *la zona plástica del frente de grieta*.

Una primera aproximación del tamaño de la zona plástica puede hacerse de forma muy simple, como se observa en la **Figura 2.4a**, al sustituir el límite elástico  $\sigma_{YS}$ , por el  $\sigma_{yy}$  hasta una distancia  $r_y$  desde el frente de la grieta donde los esfuerzos son más altos que el  $\sigma_{YS}$ ; este sería el tamaño de la zona plástica.

Irwin (1958) establece que la aparición de la zona de plasticidad en su frente hace que la grieta se comporte como si en realidad fuera algo más larga que su tamaño físico real. Los esfuerzos en la punta de la grieta están limitados al valor del límite elástico  $\sigma_{YS}$ ; entonces, asumiendo de forma burda que la zona plástica toma una forma circular, el tamaño efectivo de grieta se extiende hasta el centro de la zona plástica (**Figura 2.4b**).

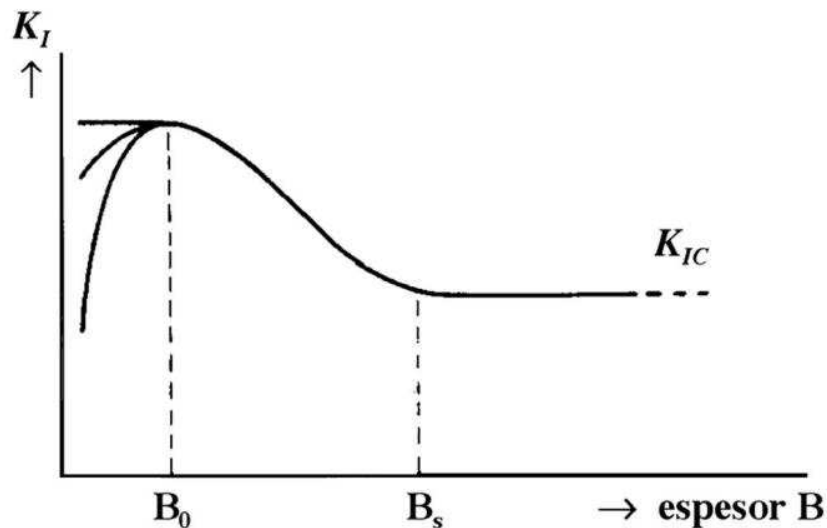
**Figura 2.4.** a) Primera aproximación a la zona plástica en la punta de la grieta y b) aproximación de Irwin [9].



### 2.1.4 Efecto del Espesor en la Tenacidad a la Fractura

En un cuerpo delgado, cuando se aplica un esfuerzo en alguna dirección contenida en el plano  $xy$  los esfuerzos a través del espesor ( $\sigma_{zz}$ ) no varían considerablemente debido a que el poco volumen en esta dirección no ofrece restricción a la deformación, esto da como resultado un estado biaxial de esfuerzos conocido como condición de esfuerzo plano. En un cuerpo grueso bajo el mismo tipo de sollicitación, el material es restringido en la dirección  $z$  debido a que el espesor de la sección transversal sí ofrece restricción e intenta no dejarse deformar, por tanto  $\epsilon_{zz}=0$  resultando en una condición de deformación plana.

El espesor de la probeta agrietada influye de modo notable sobre el estado de esfuerzos existentes en el frente de grieta. La tenacidad de fractura de un material  $K_{IC}$  aumenta al hacerlo el volumen de material capaz de deformarse plásticamente antes de la fractura (**Figura 2.5**).

**Figura 2.5.** Tenacidad en función del espesor [7].

Cuando la placa es muy fina (espesor =  $B_0$ ) predomina un estado de esfuerzos plano, la zona plástica desarrollada delante de la grieta es grande y el material presenta una tenacidad máxima (alta energía absorbida antes de la rotura). Sin embargo, en placas aún más finas la tenacidad podría disminuir porque el volumen de material disponible para deformarse plásticamente es menor.

Por el contrario, cuando la placa es gruesa (espesor =  $B_s$ ), predomina la condición de deformación plana, la zona deformada plásticamente es muy pequeña y la tenacidad a fractura  $K_{IC}$  decrece hasta un valor que puede ser un tercio (o menor) del correspondiente a esfuerzo plano. El aspecto importante a destacar es que este bajo nivel de la tenacidad  $K_{IC}$  se mantiene constante al continuar incrementando el espesor de la chapa. En resumen,  $K_{IC}$  es una constante característica del material (después de que se garantiza el espesor mínimo, el valor de  $K_{IC}$  no depende de la geometría de la probeta) siempre que se asegure la condición de deformación plana. De cualquier manera  $K_{IC}$  en deformación plana es un valor conservador de la tenacidad del material en cualquier tipo de situación.

Basados en observaciones experimentales del comportamiento en fractura, en acero y aluminio, y en la utilización de análisis por elementos finitos, para que se cumplan las condiciones de deformación plana se debe satisfacer una relación equivalente a [7] [8]:

$$a \cong B \cong (W - a) \geq 2.5 \left( \frac{K_I}{\sigma_{ys}} \right)^2 \quad (2.7)$$

En tanto, para esfuerzo plano se debe satisfacer:

$$a \cong B \cong (W - a) < 1 \left( \frac{K_I}{\sigma_{ys}} \right)^2 \quad (2.8)$$

### 2.1.5 Propagación de Grietas por Fatiga en Régimen Elástico, Ley de Paris

Hasta la década de los años 60 se habían realizado numerosos intentos de caracterizar la propagación de grietas en función del rango de esfuerzos aplicados,  $\Delta\sigma$ , y de la longitud de la grieta,  $a$ . Con el desarrollo de la MFEL aparecieron métodos más apropiados.

En 1961 Paris y otros colaboradores sugirieron que en una variación cíclica de esfuerzos, la variación del factor de intensidad de esfuerzos es la que caracteriza el crecimiento de las grietas, proponiendo una ley empírica que unificaba todos los datos experimentales de crecimiento de grietas por fatiga, descritos solo parcialmente por leyes anteriores. En 1963 Paris y Erdogan presentaron resultados de ensayos sobre aluminio que validaban la ley. Esta ley es conocida universalmente como “Ley de Paris” (también como “Ley de Paris-Erdogan”) y se expresa como:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \Rightarrow \log \frac{da}{dN} = \log C + m \log \Delta K \quad (2.9)$$

con:  $\Delta K = K_{max} - K_{min}$

donde  $da/dN$  es el incremento de longitud de la grieta por cada ciclo de fatiga y  $\Delta K$  el intervalo del factor de intensidad de esfuerzos.  $C$  y  $m$  son constantes que dependen del material y se determinan experimentalmente. Estas constantes dependen de la

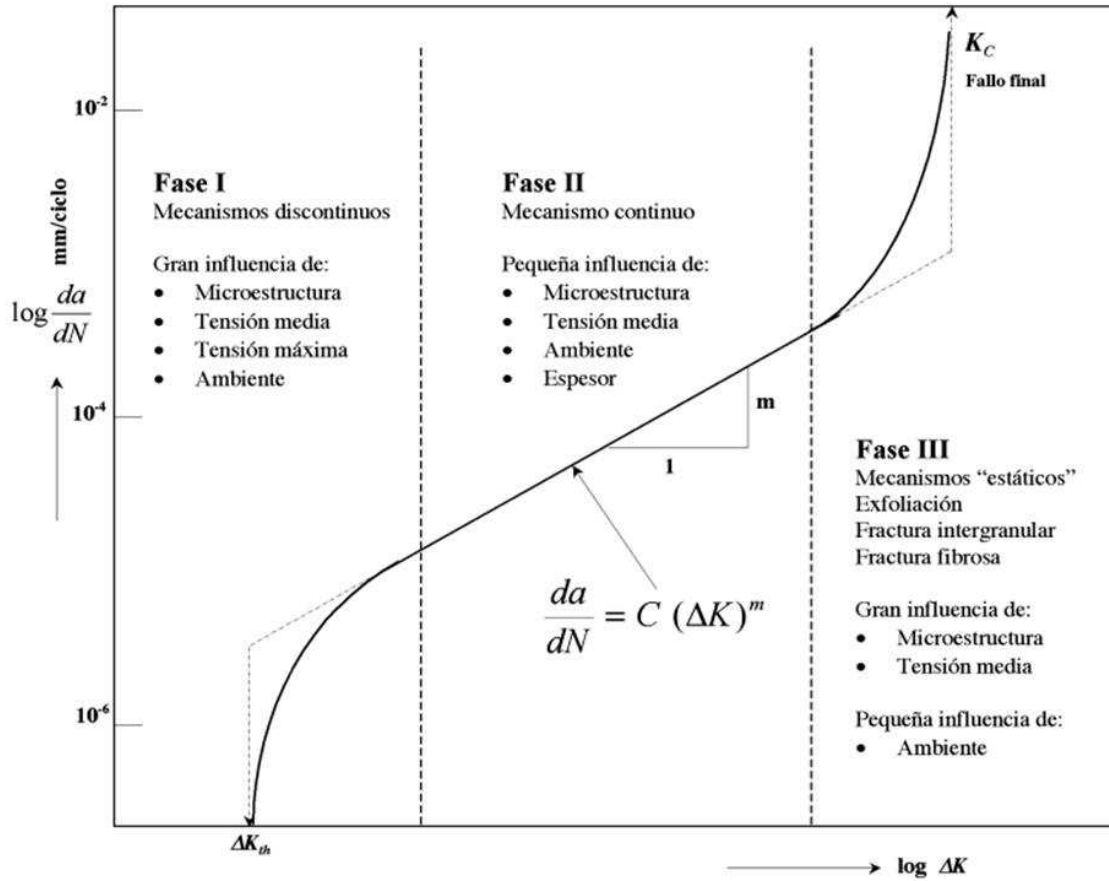
microestructura, el ambiente y la temperatura, además  $C$  puede depender de la relación de fuerzas  $R$ , definida como:

$$R = \frac{K_{min}}{K_{max}} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.10)$$

El  $\Delta K$  es sensible a la variación de  $R$ , siendo más importante en materiales frágiles mientras que en materiales dúctiles como aceros dulces de bajo carbono prácticamente no es sensible.

La Ley de Paris se considera empírica y su validez se limita, en principio, al crecimiento de grietas en series de carga con ciclos iguales. La forma del ciclo y la frecuencia deben ser tales que no se alcancen las condiciones de impacto. En la **Figura 2.6**, se presenta una curva característica de una propagación de grieta en un material dúctil.

**Figura 2.6.** Curva de velocidad de crecimiento de grieta por fatiga ( $da/dN$ ) vs variación del factor de intensidad de esfuerzos ( $\Delta K$ ) [7].



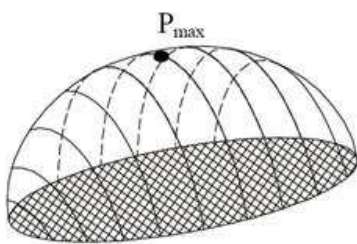
En la **Figura 2.6** se observa como los valores de velocidad de crecimiento de grieta en la fase III se aproximan al valor de  $K_C$  (tenacidad a la fractura) y en la fase I la tendencia es hacia el  $\Delta K_{th}$  (*threshold*, o umbral); este umbral corresponde a la variación mínima del factor de intensidad de esfuerzos a partir de la cual se produce un crecimiento de grieta apreciable.

## 2.2 MECÁNICA DE CONTACTO EN SISTEMAS RUEDA-RIEL

Cuando dos cuerpos se encuentran en contacto las fuerzas aplicadas se transmiten a través de la zona de contacto, que en la mayoría de los casos es muy pequeña comparada con el tamaño de los cuerpos. El principal objetivo en el análisis de estos contactos es calcular la magnitud de los esfuerzos y deformaciones (también el tamaño y forma del área de contacto), tanto en la intercara como en el interior de los cuerpos. El tema de la mecánica de contacto es complejo, y cualquier solución se limita a un caso particular con algunas simplificaciones; algunas de las variables son: geometría de los cuerpos (forma, rugosidad), propiedades de los materiales, modos de deformación (perfectamente elástica, elastoplástica o perfectamente plástica).

La teoría clásica de mecánica de contacto fue desarrollada por Heinrich Hertz (1882), demostrando que el área de contacto entre dos cuerpos no conformes sería elíptica y estableció un método para el cálculo de los semiejes de la elipse y la distribución de la presión dentro de la zona de contacto. Aunque la teoría de Hertz está limitada a superficies sin fricción y sólidos perfectamente elásticos e isotrópicos (entre otras suposiciones), todavía proporciona un valioso punto de partida para la solución de diferentes problemas de contacto.

Si se establece una zona de contacto bajo unas condiciones de operación (radios, longitudes de cilindros y carga normal), y se conocen las propiedades del material (coeficiente de *Poisson*  $\nu$ , y Módulo de Elasticidad,  $E$ ), se puede aplicar la teoría de Hertz, así la presión máxima estaría definida por la Ecuación (2.11) [10].



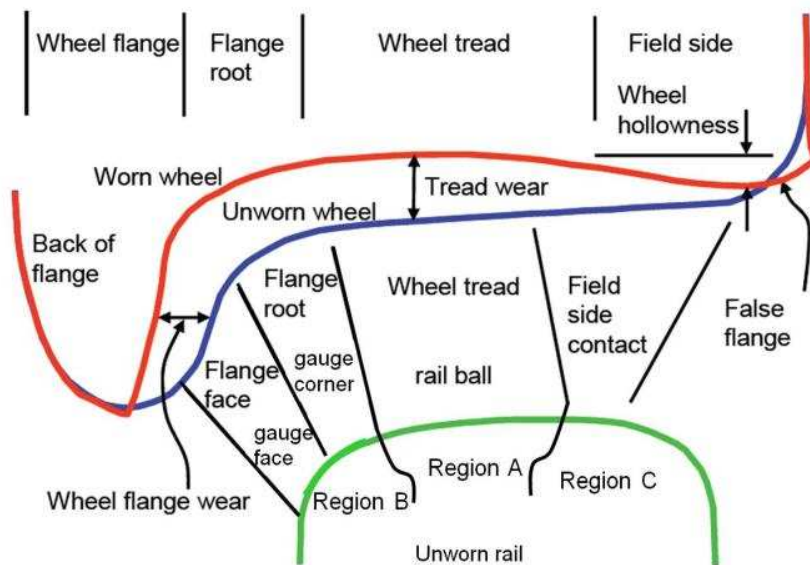
$$P = \sqrt[3]{\frac{3F \cdot E^2}{2\pi^3 \cdot R_e^2 (1 - \nu^2)^2}} \quad (2.11)$$

Donde

$R_e$ : Radio equivalente

En el caso rueda-riel la zona de contacto en la intercara varía si se está en recta o en curva; y obviamente cambia también con las condiciones de operación. En los perfiles de rueda y riel es posible identificar tres zonas potenciales de contacto: (1) contacto entre la región central de la corona del riel y la pisada (rodadura) de la rueda (Región A), (2) contacto entre la esquina del ancho de vía, *gauge corner*, en el riel y el flanco de la rueda (Región B), y (3) contacto entre ambos lados abiertos de rueda y de riel (Región C). Producto de este contacto, tanto la rueda como el riel, se van desgastando de manera no uniforme, por lo cual es necesario realizar reperfilados a ambos. En la **Figura 2.7** se muestran las regiones anteriormente mencionadas y se ilustra en color rojo el cambio de la geometría de la rueda producto del desgaste.

**Figura 2.7.** Regiones potenciales de contacto entre rueda y riel, e ilustración de rueda desgastada y sin desgaste en contacto con un riel sin desgaste [11].



### 2.3 FATIGA POR CONTANTO RODANTE (*Rolling Contact Fatigue* -RCF)

La fatiga es un cambio estructural progresivo, localizado, y permanente que ocurre en un material sometido a deformaciones repetidas o fluctuantes con esfuerzos nominales que tienen los valores máximos menores (y con frecuencia bastante menores) que el límite de elasticidad estático del material. La fatiga puede culminar en las grietas y causar la fractura después de un número suficiente de las fluctuaciones. Los daños por fatiga son causados por la acción simultánea de esfuerzos cíclicos, esfuerzos a tracción y deformación plástica. Si cualquiera de estos tres no está presente, una grieta por fatiga no se inicia y propaga. La deformación plástica resultante de esfuerzos cíclicos inicia la grieta; los esfuerzos a tracción promueven el crecimiento de la grieta (propagación). Aunque esfuerzos de compresión no causan fatiga, las cargas a compresión pueden resultar en esfuerzos a tracción localizados. En sistemas rueda-riel el proceso de fatiga se presenta muy rápido, ya que las grandes cargas localizadas en pequeñas áreas de contacto llevan a grandes deformaciones, y por tanto formación grietas [12].

El proceso de falla por fatiga se puede dividir en cinco etapas:

- 1) Deformación plástica cíclica previa al inicio de grietas por fatiga.
- 2) Inicio de una o más microgrietas.
- 3) Propagación y/o coalescencia de microgrietas para formar una o más macrogrietas.
- 4) Propagación de una o más macrogrietas.
- 5) Falla final.

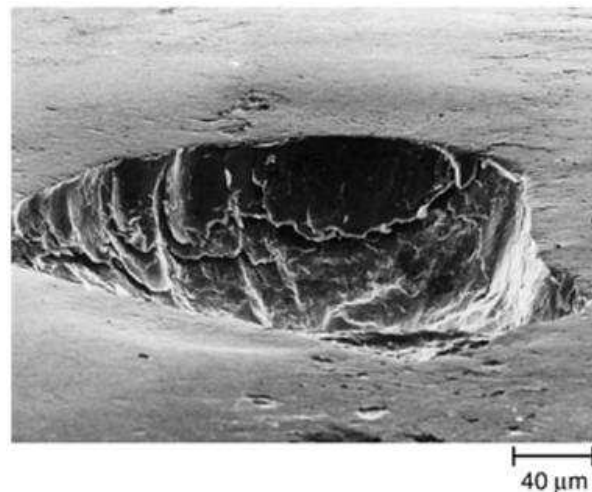
La RCF es un proceso de daño en triboelementos sometidos a repetidas cargas de rodadura, que involucra el inicio y propagación de grietas por fatiga en o por debajo de las superficies de contacto, culminando eventualmente en *pits*<sup>2</sup> o *spalls*<sup>3</sup> en la superficie [13].

---

<sup>2</sup> **Pitting (picadura):** *en tribología*, es una forma de desgaste caracterizada por la presencia de cavidades superficiales cuya formación es atribuida a procesos tales como la fatiga, adhesión local, o cavitación.

Una causa importante de falla en componentes sometidos a contacto rodante o rodante/deslizante (rodamientos, engranajes, cojinetes, rueda-riel) es la fatiga de contacto. RCF se puede definir como el mecanismo de propagación de grietas causado por la alteración del campo de esfuerzos sub-superficial dentro cuerpos en contacto rodante, que eventualmente lleva a remoción de material. La alteración del campo de esfuerzos en RCF, ya sea en condiciones de rodadura pura o rodadura/deslizamiento, depende de la ausencia o presencia de grandes deslizamientos dentro de la región de contacto rodante. El microdeslizamiento en la zona de contacto es, sin embargo, inevitable tanto en condiciones de rodadura pura como de rodadura/deslizamiento [14].

**Figura 2.8.** Spall por fatiga en una bola de acero obtenido usando en una máquina de cuatro-bolas [14].



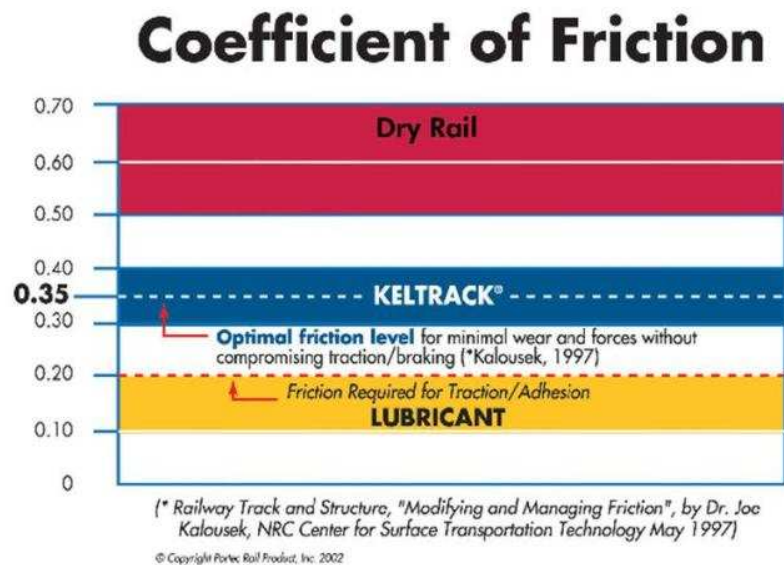
---

<sup>3</sup> **Spalling (descascarado):** *en tribología*, es la separación macroscópica de partículas de una superficie en forma de hojuelas o virutas, generalmente asociada con elementos rodantes, rodamientos y dientes de engranaje, pero también pueden resultar de eventos de impacto.

## 2.4 LUBRICANTES

Un lubricante se puede definir como cualquier material interpuesto entre dos superficies que reduce la fricción y/o el desgaste entre ellas [13]. En el caso de los sistemas ferroviarios los lubricantes se usan para controlar el desgaste pero no para reducir significativamente la fricción, ya que para una adecuada operación (tracción para el arranque y frenado) se requieren ciertos valores mínimos de coeficientes de fricción. Acelerar y frenar usualmente requiere de coeficientes de fricción por encima de 0.2; sin embargo locomotoras y carros pesados modernos podrían demandar mayores valores. Coeficientes de fricción sobre 0.4 incrementan la posibilidad de fatiga superficial de ruedas y riel [15]. La **Figura 2.9** muestra coeficientes de fricción reportados por fabricantes de lubricantes para sistemas férreos.

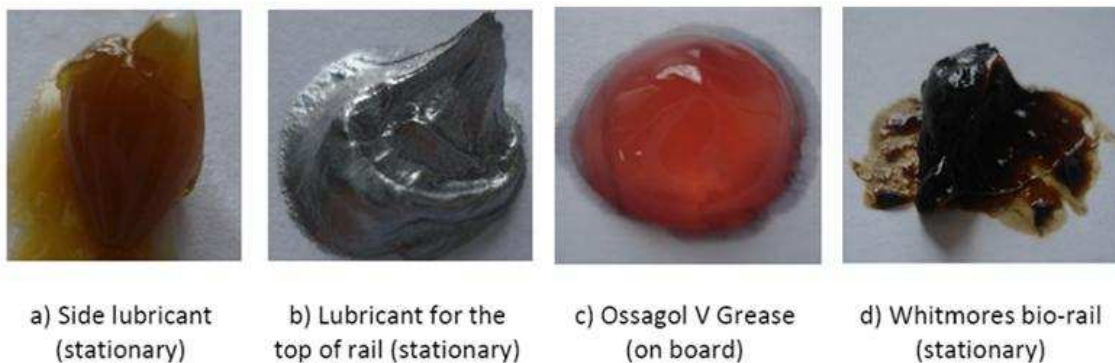
**Figura 2.9.** Coeficientes de fricción reportados por Kelsan (industria fabricante de lubricantes para sistemas férreos) [16].



Los lubricantes se dividen en geles, aceites y grasas, siendo este último el más utilizado para los sistemas de rueda-riel. Las grasas son lubricantes de alta viscosidad y que se componen de una base de aceite, aditivos, jabones, espesantes, modificadores de fricción, entre otros. La **Figura 2.10** muestra el aspecto de los lubricantes comerciales utilizados en contacto rueda-riel. Los jabones metálicos se utilizan actualmente en grasas

lubricantes para lograr estabilidad a alta temperatura. Las grasas jabón de calcio se consideran adecuadas para las condiciones de temperatura más baja, también tienen excelentes propiedades hidrofóbicas. Las grasas de jabón de litio, como las utilizadas en la red de *Queensland Rail*, tienen una mayor estabilidad a la temperatura, pero carecen de las propiedades hidrofóbicas de las grasas jabón de calcio.

**Figura 2.10.** Aspecto de varios lubricantes usados en sistemas rueda-riel [6].



Los geles son una nueva familia de lubricantes que se componen de una base de agua y aditivos; al estar hechos a base de agua son más amigables con el medio ambiente, pero como aún están en desarrollo no se conoce muy bien qué efectos puedan tener sobre la vida de la rueda o el riel.

Dada la importancia de controlar el coeficiente de fricción para llegar a las condiciones de operación deseadas es necesario desarrollar lubricantes de uso específico para ciertas zonas de la intercara rueda-riel. Ya que en los sistemas férreos lo que se desea no es llevar la fricción al mínimo, sino controlarla y generar los coeficientes de fricción requeridos, los lubricantes usados entre la cabeza del riel y la rueda reciben el nombre de *Modificadores de Fricción*. Estos modificadores se pueden dividir en tres categorías [15]:

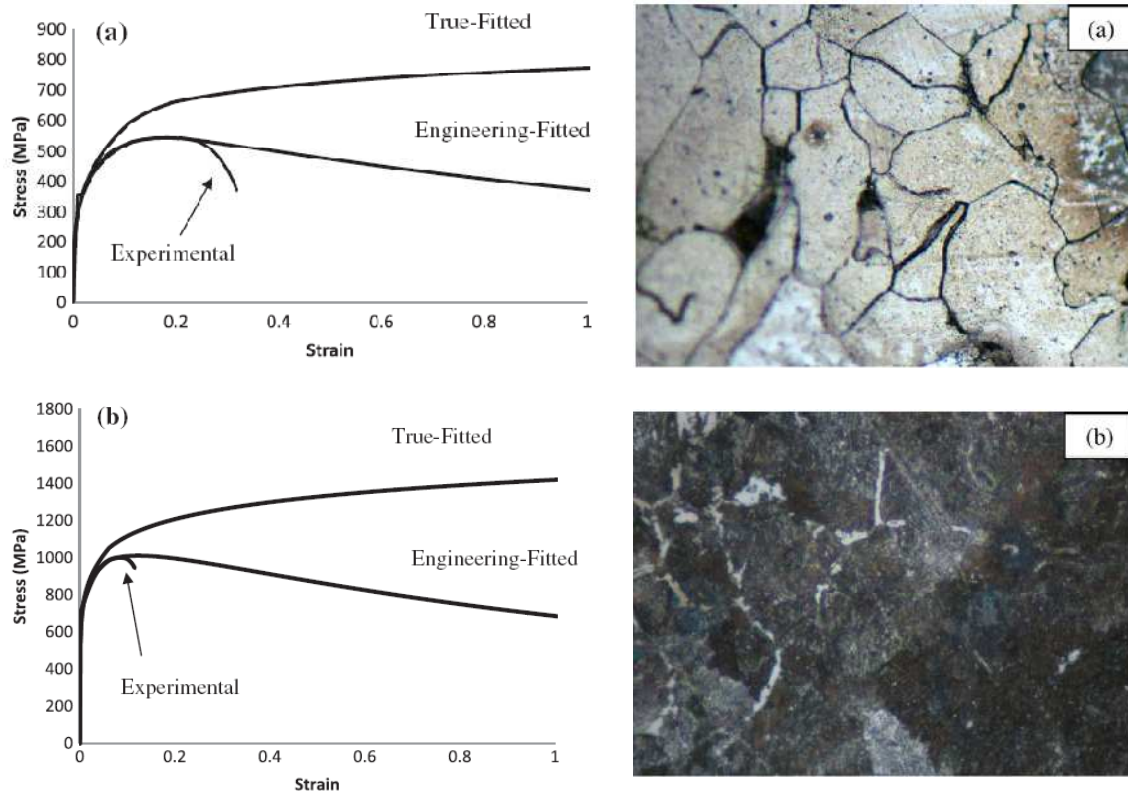
- **Modificadores de fricción de bajo coeficiente (lubricantes):** se usan para dar coeficientes por debajo de 0.1 en la intercara entre la esquina de la pestaña del riel y el flanco de la rueda (Región B).

- **Modificadores de fricción de alto coeficiente:** con coeficientes de fricción intermedios entre 0.2 y 0.4, usados en aplicaciones entre el centro de la corona del riel y la rodadura de la rueda (Región A).
- **Modificadores de fricción de muy alto coeficiente (potencializadores de fricción):** se usan para aumentar la adhesión, tanto en tracción como en frenado.

## 2.5 ESTADO DEL ARTE

Al-Abbasi en 2013, realizó estudios acerca del comportamiento en deformación de aceros ferríticos y perlíticos (**Figura 2.11**) [17]. Se puede observar que los aceros perlíticos poseen aproximadamente el doble de la resistencia y la mitad de la ductilidad de los ferríticos; esto hace que en los alrededores de una grieta los aceros perlíticos se comporten como materiales más rígidos, a pesar de que las diferencias relativas en el módulo de elasticidad con respecto a los ferríticos no sean en general superiores al 10%.

**Figura 2.11.** Comportamiento mecánico y microestructura a 500X de aceros con fases a) ferrita con 3-4% de perlita y b) perlita con 2-3% de ferrita [17].



### 2.5.1 Lubricación y RCF

Desde hace muchos años (Bower 1988 [18], Kaneta y Murakami 1985 [19] [20] [21] se ha venido desarrollando un conocimiento sobre el efecto del lubricante en la RFC y su

influencia en el avance de las grietas, pero aún hoy día muchas de las etapas y principios que gobiernan este fenómeno no son del todo conocidos.

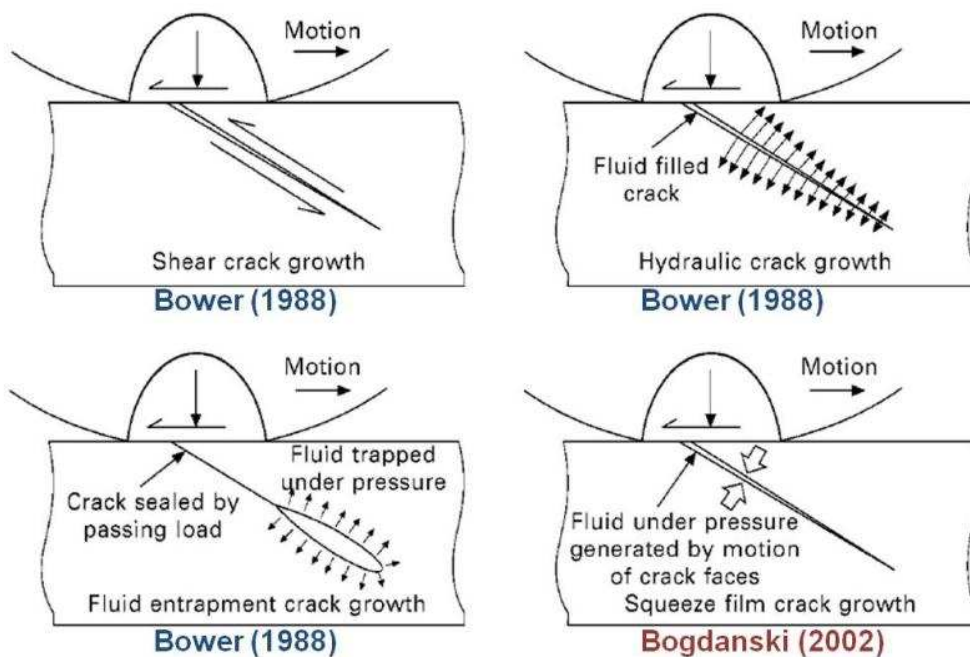
En 1988 el Dr. Allan Francis Bower propuso tres mecanismos de crecimiento de grieta asistidos por fluidos, estos se apoyaban en los resultados experimentales de S. Way (1935) que revelaron las siguientes características: (i) Las grietas únicamente se propagan si un fluido lubricante es aplicado a las superficies en contacto, (ii) Las grietas siempre se propagan en la dirección de movimiento de la carga sobre la superficie, y (iii) Si hay algún deslizamiento entre las dos superficies en contacto, las grietas únicamente se propagarán en la superficie “conducida”. Hoy en día los puntos (i) y (iii) han sido refutados, ya que aunque se sabe que un fluido lubricante puede minimizar la fricción entre las caras de una grieta y favorecer su avance por el Modo II (cizalladura), no es necesario que haya un fluido para que la grieta avance; con respecto al punto (iii) se ha encontrado que las grietas crecen tanto en rueda como en riel.

Los tres mecanismos de crecimiento de grieta de Bower (**Figura 2.12**) se pueden resumir como:

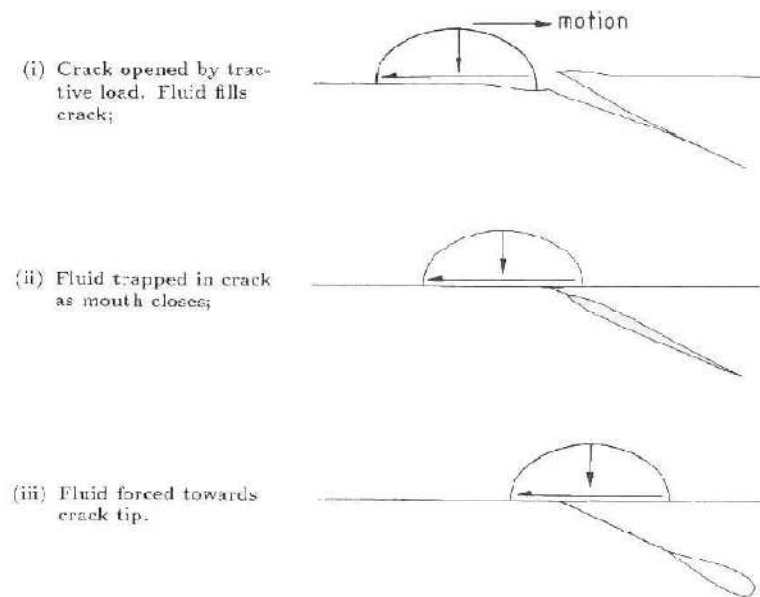
- 1. Crecimiento de grieta conducido por cizalladura:** Este mecanismo se basa en los esfuerzos de cizalladura cíclicos que aplica la rueda al acercarse a una grieta en el riel. Cuando una rueda que se desplaza de izquierda a derecha sobre un riel se acerca a la superficie de una grieta, la rueda aplicara toda la presión sobre un volumen de riel, desplazándolo hacia abajo y produciendo esfuerzos de cizalladura sobre la grieta (Modo II en mecánica de fractura); cuando se aplica un fluido lubricante en la intercara este minimiza la fricción entre caras de la grieta, facilitando el desplazamiento y aumentando los esfuerzos. De manera análoga los esfuerzos se invierten cuando la rueda pasa la superficie de la grieta, produciendo ciclos de esfuerzos cizallantes.
- 2. Transmisión de presión hidráulica:** En este la presión de contacto es transmitida directamente a las caras de la grieta por medio del fluido que es empujado al interior de la grieta, separando las caras de la grieta y generando un factor de intensidad de esfuerzos en la punta de la grieta (Modo I).
- 3. Fluido atrapado:** Una rueda que se desplaza de izquierda a derecha (ver **Figura 2.13**) empuja un fluido al interior de una grieta y al pasar por la superficie de la

grieta éste es sellado y comprimido, esto hace que el fluido separe las caras de la grieta (Modo I) y genera unos esfuerzos exagerados que permiten explicar los incrementos en las tasas de crecimiento de grietas. Para que este mecanismo se presente el tamaño de la superficie expuesta de la grieta debe ser menor al área real de contacto entre la rueda y el riel, de otra forma el fluido puede escapar y así los esfuerzos no son tan grandes.

Figura 2.12. Mecanismos de crecimiento de grietas asistidos por fluido [15].

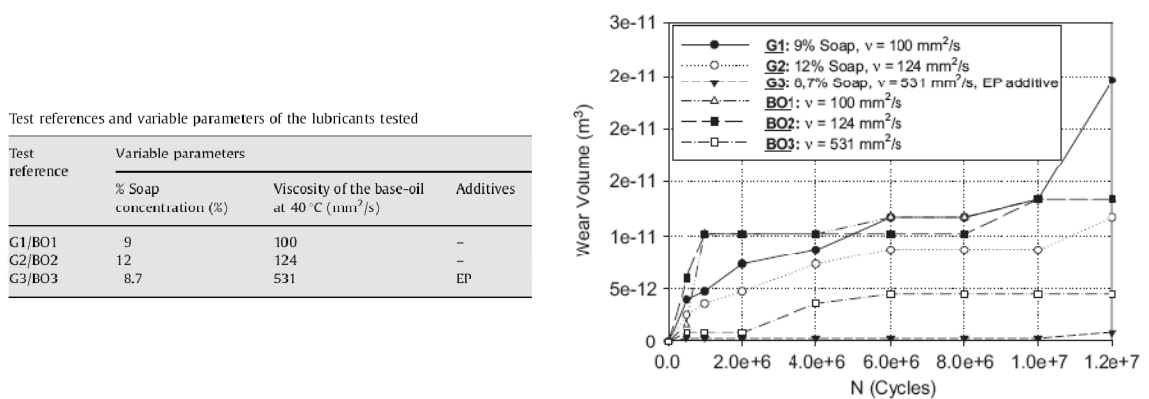


**Figura 2.13.** Etapas del mecanismo de fluido atrapado [18].



Mota *et al.* estudiaron el desempeño frente al desgaste de aceros para rodamientos lubricados con tres grasas (y sus aceites bases) usando máquina disco-disco y encontraron que este desempeño se relaciona con la composición (Figura 2.14) y que al aumentar la viscosidad y adicionar aditivos de extrema presión se disminuye el desgaste.

**Figura 2.14.** Evolución del volumen desgastado para diferentes lubricantes ensayados [22].

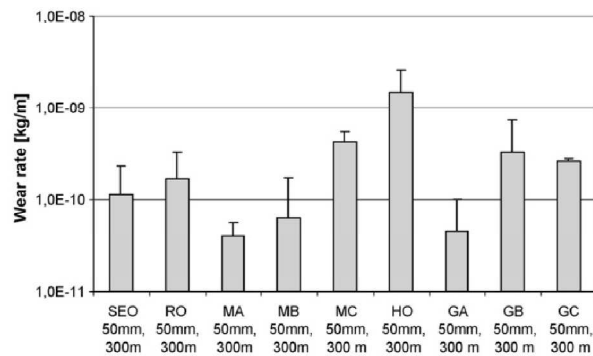


Jon Sundh *et al.* realizaron experimentos que simulaban el contacto entre la pestaña de la rueda y el riel (contacto en curva). Usaron una máquina pin-disco y evaluaron la tasa

de desgaste usando diferentes lubricantes, aceites adaptados al medio ambiente, aceites minerales y grasas que contienen diferentes cantidades de aditivos de Extrema Presión (EP). Aunque el mejor desempeño lo presentó el aceite mineral A (Figura 2.15), los aceites adaptables al medio ambiente también podrían ser buenas opciones ya que presentan tasas de desgaste bajas y son amigables con el medio ambiente; solo serían necesarios más estudios sobre el impacto de ese desgaste adicional en comparación con el del mineral A.

**Figura 2.15.** Índice de desgaste calculado para diferentes lubricantes ensayados en pin-on-disk [23].

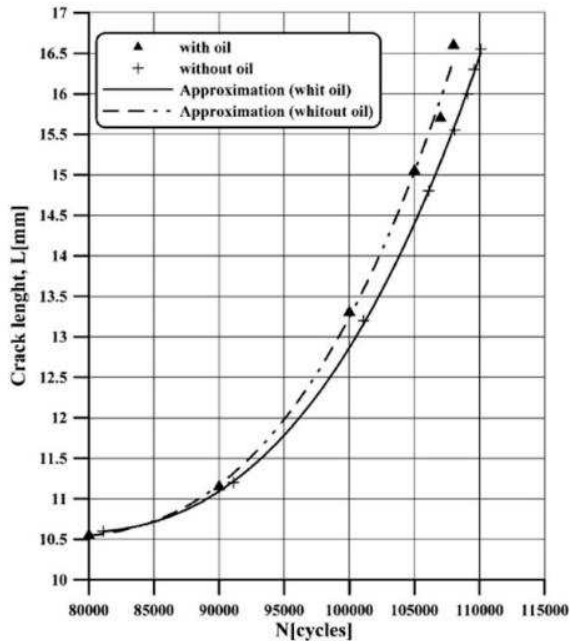
Lubricant	Abbreviation
Synthetic ester oil (Env. adapted)	SEO
Rapeseed oil (Env. adapted)	RO
Mineral oil A	MA
Mineral oil B	MB
Mineral oil C	MC
Hydraulic oil	HO
Grease A (Env. adapted)	GA
Grease B	GB
Grease C	GC



**Fig. 2.** The mean wear rates and standard deviations calculated from the pin wear volume and the sliding distance derived in pin-on-disk testing, with a lubrication interval of 300 m, simulating wayside lubrication.

Bogdański *et al.* realizaron simulaciones y experimentos para hallar la influencia del volumen de lubricante atrapado en una grieta en la tasa de crecimiento de la misma. Esto es importante ya que desde 1988 [18] se conocen tres mecanismos de crecimiento de grietas, ellos se centran en el mecanismo de fluido atrapado y evalúan el efecto de la viscosidad del lubricante, debido a que si la viscosidad es suficientemente alta podría darse el caso que el lubricante no pudiese entrar en las grietas ya que las velocidades a las que se desplazan los trenes son del orden de 200Km/h (**Figura 2.16**). Dado que los ensayos en máquinas *disk-on-disk* son acelerados, es muy importante seleccionar velocidades se aproximen a las reales, permitiendo así que el lubricante tenga el mismo tiempo para ingresar a la grieta.

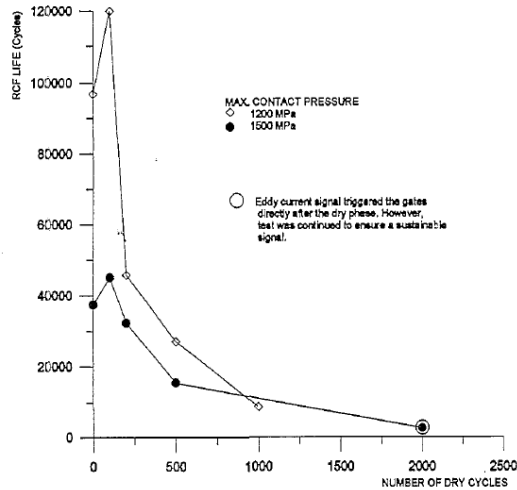
**Figura 2.16.** Longitud de grieta en función del número de ciclos; usando aceite con  $\rho:0.872\text{g/cm}^3$  y  $v(40^\circ\text{C}):132\text{mm}^2/\text{s}$  [24].



Tyfour *et al.* estudiaron el efecto de diferente número de ciclos en seco previo a los ciclos en húmedo en la vida de aceros para riel perlíticos usando máquina *disk-on-disk*. Se demostró como el número de ciclos en seco tiene un efecto marcado sobre la vida del riel; esto se explica por la acumulación de deformación plástica (*ratchetting*) que degrada y agrieta la superficie del material, haciéndola más susceptible a la entrada del líquido en los subsecuentes ciclos húmedos.

Fletcher y Beynon realizaron estudios preliminares en sobre la influencia del tipo de lubricante en la RCF de aceros de riel perlíticos, en estos se usaron lubricantes sólidos y líquidos en máquinas *disk-on-disk* modificadas. Se pudo concluir que el uso de lubricante aumenta la vida del par tribológico y tiene un efecto en el coeficiente de tracción [26]. El efecto del lubricante en la velocidad de avance de las grietas es desconocido, ya que los ensayos solo tienen en cuenta un indicador de falla final, el conocimiento de esta velocidad de avance puede ser de gran utilidad a la hora de planear intervalos de reperfilarlos; pensando en planes de mantenimiento predictivos.

**Figura 2.17.** Efecto del número de ciclos iniciales en seco en la subsecuente vida a RCF [25].



**Tabla 2.1.** Vida a la fatiga de rueda-riel con lubricantes sólidos y líquidos [26].

Test details			Specimen fatigue lives, mass and dimension changes			
Test code	Lubricant details	Wheel steel	Test code	Test duration inc. dry phase (rail cycles)	Mass change ( $\mu\text{g}/\text{rail cycle}$ )	
					rail	wheel
A	Dry solid lubricant A	W8A	A	172 134 <sup>1</sup>	-0.35	-0.22
B	Dry solid lubricant B	W8A	B	20 407 <sup>1</sup>	-0.61	-2.34
C	Dry solid lubricant C	W8A	C	200 507 <sup>2</sup>	+0.03	-1.53
MO	MoS <sub>2</sub> in mineral oil	WH268	MO	43 966 <sup>3</sup>	+0.03	-0.03
GO	Graphite in mineral oil	WH268	GO	31 054 <sup>3</sup>	+0.02	-0.03
PO	PTFE in mineral oil	WH268	PO	73 483 <sup>3</sup>	0.00	-0.01
GW1	Graphite in water	WH268	GW1	40 614 <sup>3</sup>	-0.31	-0.18
GW2	Graphite in water	WH268	GW2	39 806 <sup>3</sup>	-0.52	-0.33

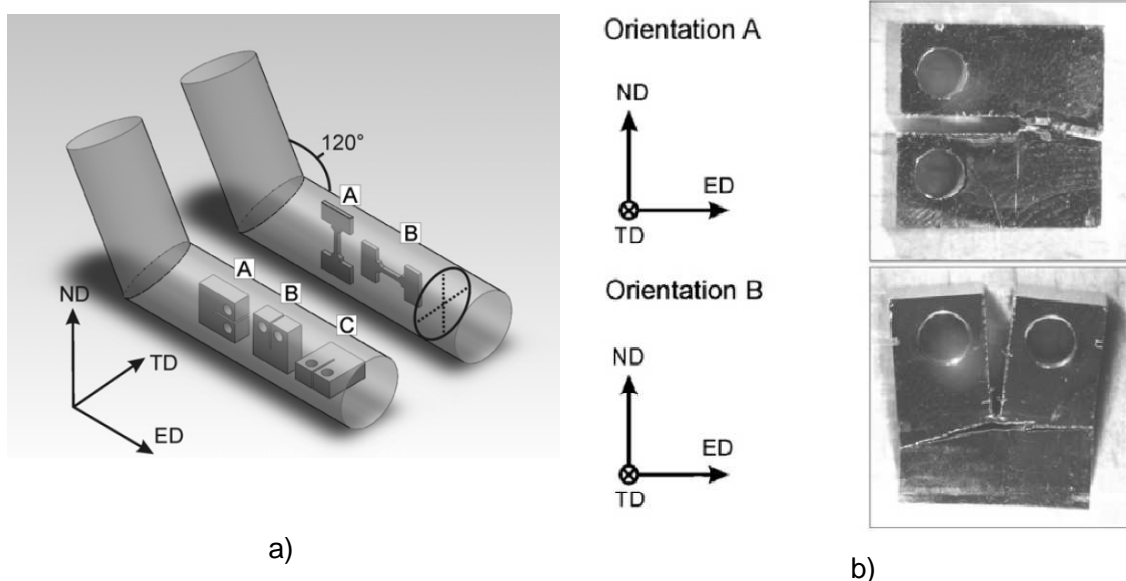
1. Failure signal produced by specimen surface roughening
2. Test stopped after approximately 200 000 lubricated cycles
3. Failure signal produced by a fatigue crack

## 2.5.2 Mecánica de Fractura

Algunas investigaciones comparan las tasas de desgaste y la RCF de diferentes aceros de rieles en estala real [27] [28] y en pruebas de laboratorio [29] [30], otras se centran en la tenacidad a la fractura, pero muy pocos han medido el crecimiento de grietas por fatiga (*Fatigue Crack Growth*, en adelante nombrado FCG) de este tipo de aceros perlíticos [31].

Wetscher *et al.* (2007) estudiaron el efecto de una amplia deformación cortante en las propiedades mecánicas de un acero de riel R260 usando probetas CT con  $W=8\text{mm}$  y  $B=2\text{mm}$ ; en sus experimentos la tenacidad a la fractura aparente ( $K_{Q}$ ) del material no deformado cambia de  $\approx 53$  a  $26\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ , después de tres pases en una “*Equal Channel Angular Pressing*” (ECAP) [32]; estas caídas solo son significativas cuando el plano de crecimiento de grieta de la probeta es paralelo al plano de deformación. Hohenwarter *et al.* también identificaron este mismo efecto en acero de riel R260, en 2011 [33], y en acero dulce, en 2013 [34], donde el efecto de la microestructura deformada es tan grande que las grietas no crecen en el plano en el que se orientó la probeta, sino que crecen en la dirección de deformación (**Figura 2.18**).

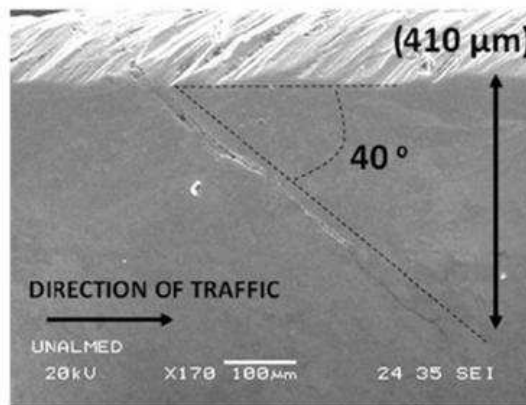
**Figura 2.18.** a) Orientación de probetas compactas en el ECAP, y b) dirección del crecimiento de grietas paralelo a la dirección de deformación [34].



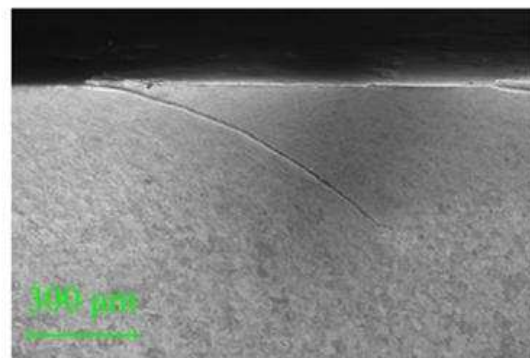
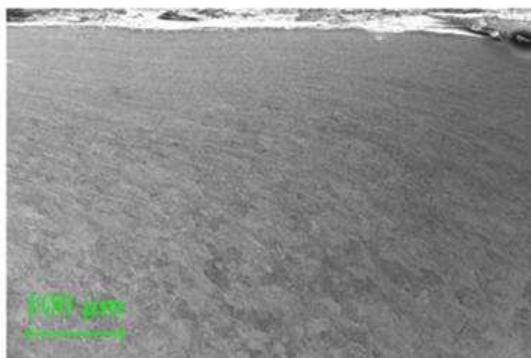
Este mismo fenómeno se observa en campo en los rieles, donde las grietas crecen en la dirección de la microestructura deformada, la mayor deformación en los rieles se da en la Región B de la **Figura 2.7**, generalmente en curvas muy pronunciadas porque ahí es donde ocurre el deslizamiento entre la rueda y el riel, y además las fuerzas son altas así que se presentan las mayores presiones de contacto. Existen diferentes tipos de defectos causados por RCF en los rieles: *Squat* (característicos de la cabeza del riel, son grietas

que crecen debajo y paralelas a la superficie de rodadura y tienen la apariencia de manchas oscuras) y *Head checks* (variedad de pequeñas grietas muy próximas entre si y casi paralelas). En la **Figura 2.19a** se observa un *head check*, extraído de un riel R370CrHT del Metro de Medellín durante una visita a campo realizada por J. F. Santa [6] y en la **Figura 2.19b** se observa la microestructura deformada de un riel R350 de Suiza, tomada por Larijani *et al.* [35], donde una grieta sigue la misma orientación de la microestructura.

**Figura 2.19.** Detalle de *head checks* encontrados en rieles operando en campo, a) R370 en Medellín [6] y b) R350 en Suiza [35].



a)

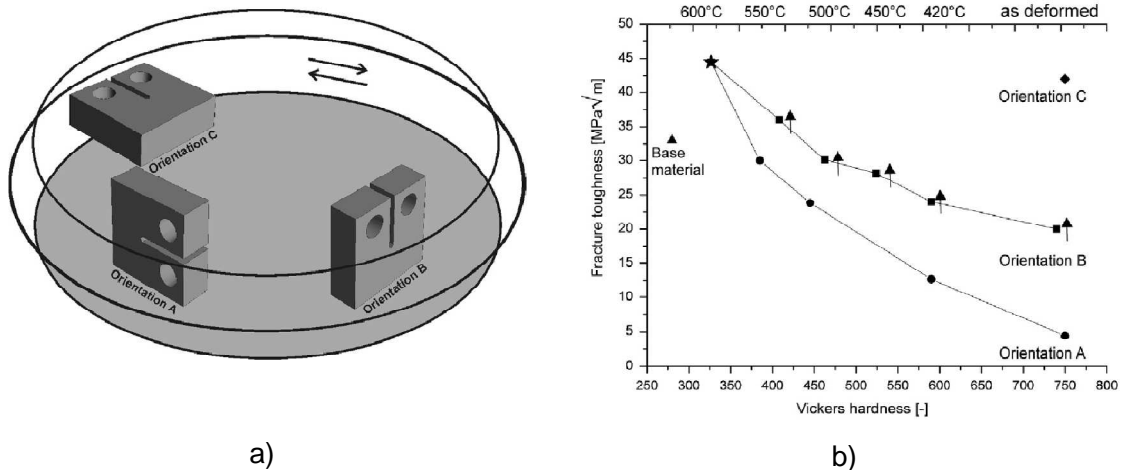


b)

En 2013, Hohenwarter *et al.* [36] realizaron otro estudio sobre el efecto de la deformación en la tenacidad a la fractura de un riel R260, esta vez usando *High Pressure Torsion* (HPT) y realizando tratamientos térmicos posteriores a la deformación, el material base

reporto un  $K=33\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$  con una dureza de 280HV y después de ser deformado esta cayó hasta  $4\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ . Después de ser recocado a  $600^\circ\text{C}$  por dos horas la tenacidad subió hasta  $46.1\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$  y la dureza aun era de 340HV (**Figura 2.20**).

**Figura 2.20.** a) orientación de las probetas en el HPT, y b) efecto del tratamiento térmico en la tenacidad del R260 deformado [36].



En este estudio, las probetas que tenían un  $W=5.2\text{mm}$  y un  $B=2.6\text{mm}$ , al usar la relación  $\sigma_{\text{TS}}(\text{MPa})=3.45\text{HB}$  obtenemos que el material base tiene una resistencia a tracción aproximada de  $945\text{MPa}$ , así que podemos suponer un  $\sigma_{\text{TS}}=700\text{MPa}$ ; al reemplazar todo esto en la Ecuación (2.7) se da que:

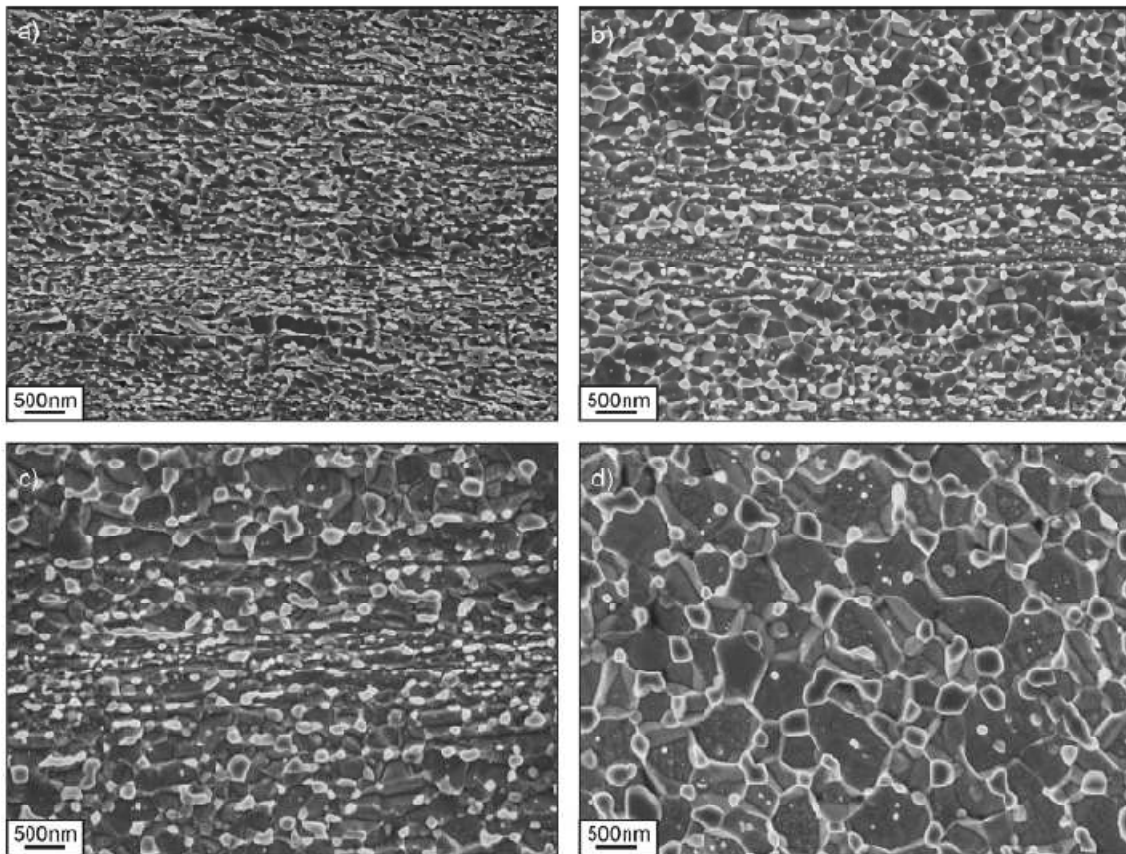
Para  $K=33\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ , el  $B_{\text{min}}=5.56\text{mm}$   
 $K=20\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ , el  $B_{\text{min}}=2.04\text{mm}$

Esto quiere decir que en la **Figura 2.20b**, sólo los ensayos con tenacidad menor a  $20\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$  satisfacen la condición de deformación plana y por tanto se pueden expresar como  $K_{\text{IC}}$ , los demás valores son un  $K_{\text{Q}}$  y como se observa en la **Figura 2.5** estos valores son mayores por un efecto del espesor. Así que el incremento en la tenacidad no necesariamente se debe a un efecto del tratamiento térmico, sino que está influenciado por el espesor, aun así al observar los valores del material base y del deformado y recocado a  $600^\circ\text{C}$  (con microestructura completamente esferoidizada) se ve un incremento significativo, y ya que ninguno de los dos cumple la condición de deformación

plana se puede asumir que esta microestructura puede mejorar la tenacidad del material (**Figura 2.21**).

De igual forma, al reemplazar los valores de  $K_Q$  reportados por Wetscher *et al.* (2007) en la Ecuación (2.7 se encontró que tampoco satisface la condición de deformación necesaria para que el  $K$  medido será una constante del material, es decir  $K_{IC}$ .

**Figura 2.21.** Evolución microestructural del R260 deformado en HPT y tratado térmicamente por dos horas a: a) 420°C, b) 500°C, c ) 550°C y d) 600°C [36].



Hassani y Ravaee, en 2008 reportaron valores de tenacidad a la fractura de  $30.4\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$  para un acero de riel premium, con  $\sigma_{TS}=880\text{MPa}$  y 250HB, muy similar a un R260. Los ensayos fueron realizados a  $-20^\circ\text{C}$ , y las dimensiones de las probetas eran de  $W=40\text{mm}$  y  $B=20\text{mm}$  [37]; por lo que si cumplían la condición de deformación plana. Nótese que ese valor es muy similar al reportado por Hohenwarte en 2013.

## **3.OBJETIVOS**

### **3.1 OBJETIVO GENERAL**

- Evaluar la resistencia a fatiga de aceros para rieles mediante el uso de propagación de grietas.

### **3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Estudiar el efecto de concentradores de esfuerzos en la resistencia a la fatiga de aceros para rieles.
- Identificar posibles relaciones entre los mecanismos de avance de grietas y las características microestructurales de los aceros.

Además de los objetivos propuestos, gracias al re-diseño de la maquina disco-disco y a los ensayos tribológicos, se lograron cumplir estos otros objetivos:

- Evaluar el efecto de la adición de modificadores de fricción sobre la resistencia a la fatiga de acero para rieles en condiciones de contacto rodante-deslizante (RCF).
- Analizar la dinámica de crecimiento de grietas por fatiga durante ensayos tribológicos de tipo disco-disco en condición seca y con modificadores de fricción, bajo condiciones similares a las de operación de sistemas rueda-riel.
- Identificar los mecanismos de desgaste actuantes sobre el material a partir del examen de las superficies en contacto



## 4. METODOLOGÍA Y RECURSOS

Todas las probetas de riel fueron extraídas de tramos de riel R260 y R370CrHT, manufacturados por la empresa *Voestalpine Schienen GMBH-Austria* y suministrados por la Empresa de Transporte Masivo del Valle de Aburrá (*Metro de Medellín*). La composición química medida por Espectroscopía de Emisión Óptica y las propiedades mecánicas de los rieles y de la rueda, en concordancia con las normas europeas EN 13674-1:2011 [38] y EN 13262:2004 [39], se muestran en la **Tabla 4.1** y **Tabla 4.2** respectivamente.

**Tabla 4.1.** Composición química de los rieles y de la rueda (% en peso).

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Al	V	Cu	Ti	Ni	Mo
<b>R260</b>	0.736	0.270	1.056	0.032	0.023	0.026	0.000	0.003	0.002	0.016	0.021	0.006
<b>R370CrHT</b>	0.762	0.394	1.062	0.011	0.015	0.506	0.000	0.002	0.038	0.002	0.058	0.019
<b>ER8</b>	0.542	0.253	0.734	0.011	0.006	0.141	0.027	0.006	0.165	0.002	0.120	0.048

**Tabla 4.2.** Propiedades mecánicas de los rieles.

	Resistencia a Tracción (MPa)	Limite Elástico (MPa)	Elongación (%)	Dureza HV (HB)
<b>R260</b>	951	731	15.45	288.3 (273.4)
<b>R370CrHT</b>	1373	767	9.97	386.9 (366.4)

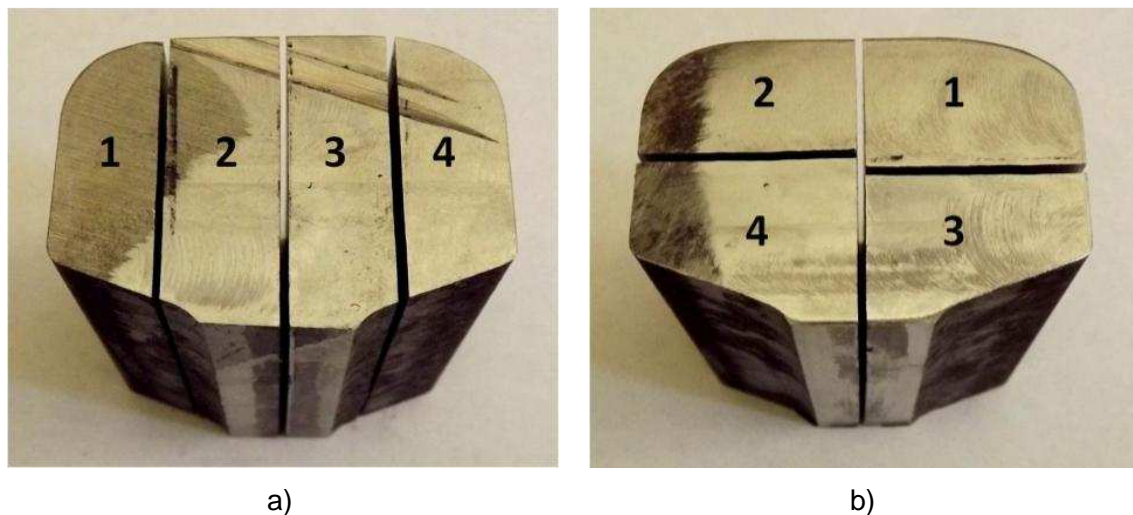
Para el análisis metalográfico las muestras fueron cortadas y desbastadas con papeles abrasivos hasta granulometría 1000, después se realizó un pulido mecánico con paño con partículas abrasivas de alúmina de 12.5 $\mu$ m y de diamante de 1 $\mu$ m. Una vez pulidas se observaron para la búsqueda de inclusiones y después se realizó un ataque químico con el reactivo Picral (100ml de Etanol + 4g de ácido pícrico). El procedimiento para medir inclusiones fue el indicado en la norma ASTM E45-13. Las imágenes de luz reflejada fueron adquiridas con un estereoscopio y un microscopio NIKON, para las de SEM se usó un JEOL 5910LV.

Para las medidas de dureza se utilizó un durómetro universal tipo Dia Testor 2Rc marca OTTO WOLPERT-WERKE utilizando la escala Vickers con una carga de 31.25 Kgf. Las durezas reportadas en otras unidades se convirtieron con la norma ASTM E140-07.

#### 4.1 CRECIMIENTO DE GRIETAS POR FATIGA

Para medir la velocidad de FCG en el material se evaluaron dos orientaciones con diferente plano de crecimiento de grieta. Para cada orientación se hicieron cuatro réplicas que fueron extraídas del mismo tramo de riel (**Figura 4.1**). Una vez cortado el riel, se mecanizaron probetas de flexión en tres puntos [SE(B)] con un  $W=24\text{mm}$ , cumpliendo con todas las relaciones geométricas de las normas ASTM E1290-08 [40] y E399-09 [41]; La forma y dimensiones de la probeta se muestran en el Anexo A2.

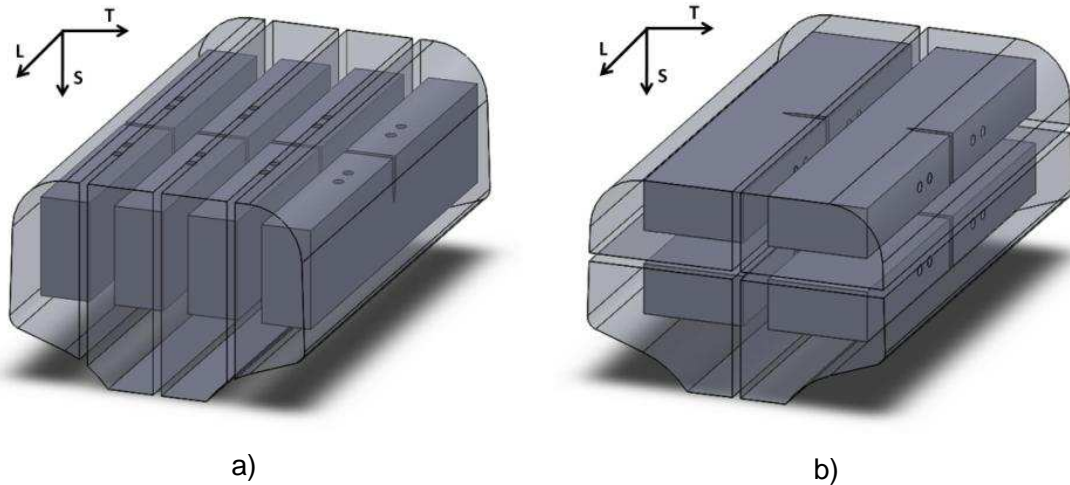
**Figura 4.1.** Corte del riel para la extracción de probetas a) L-S y b) L-T.



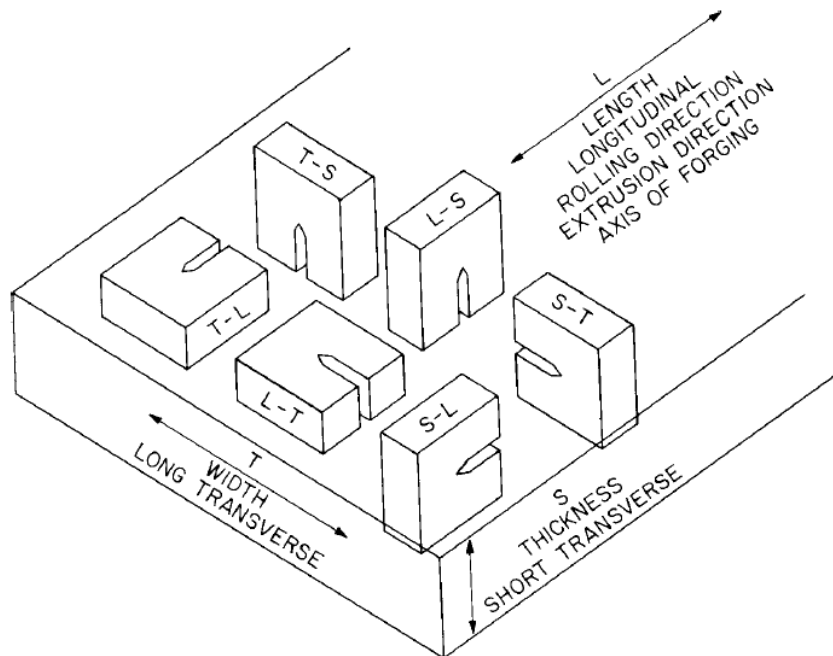
Las probetas se identificaron de acuerdo a la orientación de la superficie de corte de acuerdo con la norma ASTM E399-09, siendo L-S el plano de una grieta que avanza desde la cima de la cabeza del riel hacia el alma y L-T el plano de una grieta que avanza desde un flanco de la cabeza del riel hasta el otro, ambos planos transversales a la dirección de laminación (**Figura 4.2**). En esta nomenclatura la primera letra indica la

dirección normal al plano por donde debe crecer la grieta y la segunda letra es la dirección en la que debe crecer la grieta (**Figura 4.3**).

**Figura 4.2.** Esquema de extracción para las probetas a) L-S y b) L-T.



**Figura 4.3.** Identificación de plano de grieta para secciones rectangulares, muestras alineadas con las orientaciones de referencia [41].



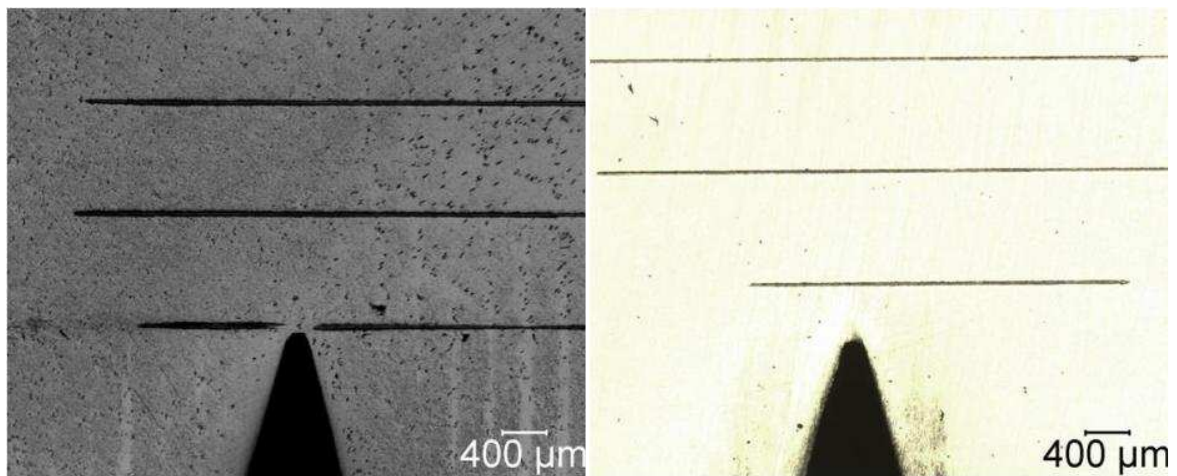
La entalla de las muestras fue realizada por proceso de mecanizado y las dimensiones de las probetas se muestran en la **Tabla 4.3**. Se pulieron ambas caras de las probetas con papel abrasivo hasta grano 1200 y se hicieron tres marcas, a distancias de 10.8mm, 11.8mm y 12.8mm, medidas desde la cara perpendicular al plano de la entalla (**Figura 4.4**).

**Tabla 4.3.** Dimensiones generales de las probetas SE(B) para ensayos de fatiga.

	Notch (mm)	Width $a^*$ (mm)	B (mm)	W (mm)
R370 L-S (1)	1,46 ± 0,01	10,54 ± 0,02	12,06 ± 0,00	24,00 ± 0,00
R370 L-S (2)	1,45 ± 0,00	10,59 ± 0,10	12,04 ± 0,00	24,02 ± 0,01
R370 L-S (3)	1,45 ± 0,00	10,58 ± 0,03	12,01 ± 0,01	24,01 ± 0,01
R370 L-S (4)	1,45 ± 0,00	10,61 ± 0,06	12,02 ± 0,00	24,01 ± 0,00
R370 L-T (1)	1,46 ± 0,00	10,37 ± 0,12	12,03 ± 0,00	24,02 ± 0,00
R370 L-T (2)	1,47 ± 0,00	10,28 ± 0,01	12,00 ± 0,00	24,02 ± 0,00
R370 L-T (3)	1,47 ± 0,01	10,33 ± 0,02	12,00 ± 0,00	24,04 ± 0,00
R370 L-T (4)	1,47 ± 0,01	10,33 ± 0,01	12,00 ± 0,00	24,03 ± 0,01
R260 L-S (1)	1,45 ± 0,00	10,75 ± 0,00	11,99 ± 0,00	24,01 ± 0,01
R260 L-S (2)	1,46 ± 0,01	10,76 ± 0,01	11,99 ± 0,00	24,02 ± 0,00
R260 L-S (3)	1,48 ± 0,01	10,74 ± 0,02	12,00 ± 0,01	24,01 ± 0,01
R260 L-S (4)	1,46 ± 0,01	10,74 ± 0,02	11,98 ± 0,00	24,00 ± 0,00
R260 L-T (1)	1,47 ± 0,00	10,19 ± 0,02	12,04 ± 0,00	24,00 ± 0,01
R260 L-T (2)	1,47 ± 0,00	10,22 ± 0,01	12,00 ± 0,00	23,99 ± 0,01
R260 L-T (3)	1,48 ± 0,00	10,23 ± 0,02	12,04 ± 0,00	24,01 ± 0,00
R260 L-T (4)	1,47 ± 0,00	10,26 ± 0,06	12,03 ± 0,01	24,00 ± 0,01

\* Longitud promedio de la entalla mecanizada.

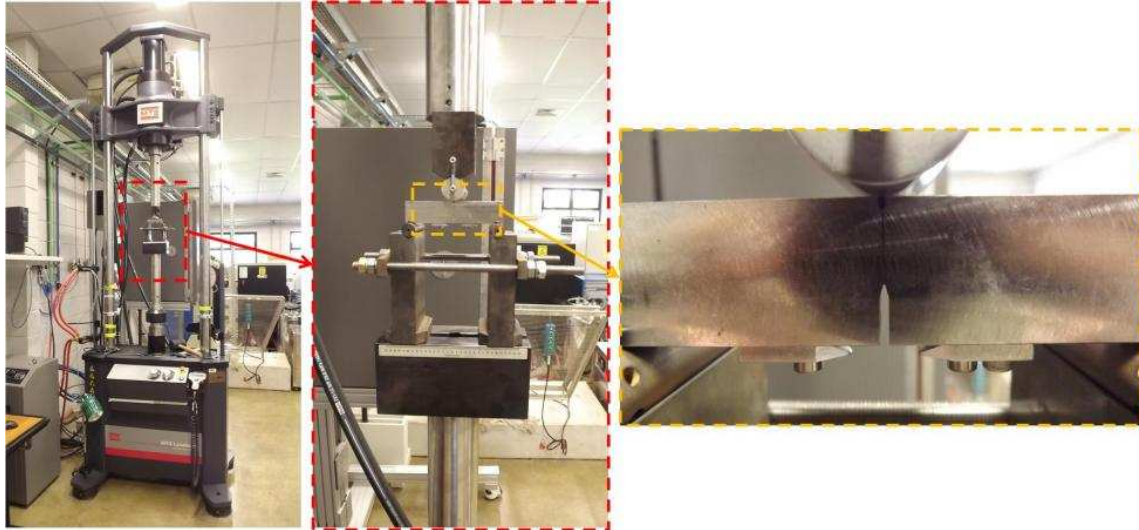
**Figura 4.4.** Micrografías de la punta de las entallas en dos probetas diferentes.



#### 4.1.1 Pre-Fatiga

Para los ensayos de pre-fatiga y fatiga se usó una máquina servo-hidráulica MTS Landmark™ con 250kN de capacidad (**Figura 4.5**), ubicada en el *Brazilian Nanotechnology National Laboratory (LNNano)* en Campinas-Brasil. La longitud de grieta fue medida usando el método de flexibilidad (*compliance*) con una galga de desplazamiento (*clip-on displacement gage*) MTS 632.03F-30, la carga axial con una celda de carga dinámica para fatiga MTS 661.20H-03 y los datos fueron tomados usando el Software Multipropósito MTS TestSuite™ con el módulo “*Pre-crack Specimen*” que opera haciendo control sobre el factor de intensidad de esfuerzos, calculándolo en tiempo real según la longitud de la grieta. Todos los ensayos se realizaron a  $23\pm 1^\circ\text{C}$ .

**Figura 4.5.** Máquina servo-hidráulica usada para los ensayos de fatiga.



Para evitar efectos nocivos asociados a la fabricación de la entalla, como cambios microestructurales por una entrada de calor alta, alto grado de deformación o diferente geometría en la punta de la entalla, se realizó una pre-fatiga para crecer una grieta, cuya longitud mínima debe ser la mayor entre  $0.025W$  ó  $1.3\text{mm}$ . La longitud inicial de la grieta ( $a_0$ ) para fatiga debe estar dentro del rango de  $0.45W \leq a_0 \leq 0.55W$ , que sería  $10.8\text{mm} \leq a_0 \leq 13.2\text{mm}$ . Aunque la longitud de la entalla varía de una probeta a otra, todas las muestras fueron pre-fatigadas hasta  $12.8\text{mm}$ , así se garantizó que en todas las muestras la grieta de pre-fatiga superara los  $1.3\text{mm}$ . La longitud final de la grieta de pre-fatiga se controló con la galga de desplazamiento, ya que lo cerrado de la grieta y la frecuencia imposibilitaban una correcta medición; incluso con la ayuda de un microscopio la longitud de grieta observada era menor a la real.

Las marcas en las caras de las probetas fueron usadas como guías para asegurar que las grietas presentaban un crecimiento plano. Como se recomienda en la norma ASTM E1290-08, si se observa un crecimiento en un lado pero en el otro no, se debe detener la pre-fatiga y remediar; el girar la probeta  $180^\circ$  remediaba el problema y así el FCG se igualaba en ambos lados.

La separación entre los puntos de apoyo, o arcada (*span*), usada para todos los ensayos fue  $S = 4W = 96\text{mm}$ . Para la pre-fatiga se usó una frecuencia de aplicación de carga de

40Hz con forma sinusoidal y un  $K_{max}=21\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ . Para el cálculo de este último se usaron las fórmulas que se recomiendan en la norma ASTM E1820-11 [42] para el pre-agrietamiento:

$$P_m = \frac{0.5B(b_0)^2\sigma_Y}{S} \quad (4.1)$$

Donde,  $P_m$ : Fuerza media [KN]  
 $b_0$ : Altura original sin agrietar ( $W-a_0$ ) [m]  
 $\sigma_Y$ : Limite elástico efectivo  $((\sigma_{YS} + \sigma_{TS})/2)$  [MPa]

Esta fuerza media era aproximadamente de 11.4KN y 12.3KN para las probetas de R260 y R370CrHT respectivamente, con esta fuerza se calculó  $K$ :

$$K_{(i)} = \left[ \frac{P_i S}{B(W)^{3/2}} \right] f(a_i/W)$$

Con: (4.2)

$$f\left(\frac{a_i}{W}\right) = \frac{3\left(\frac{a_i}{W}\right)^{1/2} \left[ 1.99 - \left(\frac{a_i}{W}\right)\left(1 - \frac{a_i}{W}\right) \left( 2.15 - 3.93\left(\frac{a_i}{W}\right) + 2.7\left(\frac{a_i}{W}\right)^2 \right) \right]}{2\left(1 + 2\frac{a_i}{W}\right)\left(1 - \frac{a_i}{W}\right)^{3/2}}$$

Al reemplazar los valores de fuerza media recomendados en la Ecuación (4.2) se obtienen factores de intensidad de esfuerzos muy altos, entre 54-58 $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ ; estos valores son muy altos, ya que la tenacidad a la fractura de aceros perlíticos reportada en la literatura [36] [37] [43] es de alrededor de 40 $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ . Por esto se decide usar solo el 40% de la fuerza media, que está por debajo del valor máximo recomendado para medir CTOD (*Crack-Tip Opening Displacement*) según la norma ASTM E1290-08.

La relación de fuerzas usada fue  $R = 0.1$ , en esta podemos reemplazar la Ecuación (2.5) y obtener las siguientes relaciones equivalentes:

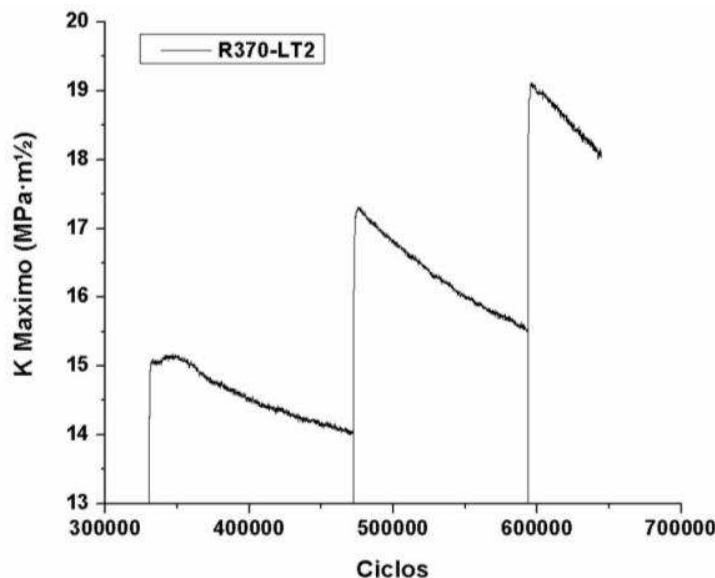
$$R = \frac{P_{min}}{P_{max}} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{K_{min}}{K_{max}} \quad (4.3)$$

### 4.1.2 Velocidad de Crecimiento de Grietas por Fatiga

Todos los equipos, la temperatura, la separación entre los puntos de apoyo y la relación de fuerzas fueron las mismas que se usaron en la pre-fatiga. Como se dijo anteriormente, el crecimiento de las grietas se control con el factor de intensidad de esfuerzos empezando con un K máximo y disminuyéndolo hasta un K final. Para graficar la curva de velocidad de crecimiento FCG ( $da/dN$ ) en función de la variación del factor de intensidad de esfuerzos ( $\Delta K$ ) se hizo avanzar la grieta en pasos de 0.5mm cada vez, al finalizar cada paso la máquina se detenía la aplicación de carga cíclica y solo aplicaba una carga estática de 0.05KN para que las muestras no se desalinearan; en la **Figura 4.6** se muestra una fracción de un ensayo donde se observan tres pasos.

Para hallar el  $\Delta K_{th}$ , se empezó con un  $K_{max}=14MPa\sqrt{m}$  y se disminuyó hasta que el FCG medido fuera más bajo de  $5 \times 10^{-10}m/ciclo$ . En esta etapa la transición de un paso a otro es opuesta a la **Figura 4.6**, ya que como se explicó el K siempre decrece, es decir el  $K_{max}$  del paso siguiente era aproximadamente igual al  $K_{final}$  del paso anterior.

**Figura 4.6.** Variación del K máximo durante un ensayo de fatiga.



La frecuencia de aplicación de carga usada durante los ensayos se disminuyó al aumentar el factor de intensidad de esfuerzos, ya que cuando se tenían K mayores a

20MPa√m y frecuencia de 40Hz (igual a la pre-fatiga) aumentaban las vibraciones y la galga de desplazamiento funcionaba de manera errada reportando longitudes de grieta inferiores a las reales, llegando incluso a valores que están por debajo de los 10.8mm (algunas veces cercanos a cero), que era la longitud de la entalla mecanizada. Ya que los ensayos se controlaban con K, una medida errada de longitudes de grieta pequeñas repercute en un incremento abrupto de la carga aplicada para conservar el mismo K, así que al aplicar esta elevada carga, y teniendo en cuenta el tamaño de grieta real es mucho mayor, da como resultado un valor real de K que es muy superior al  $K_{IC}$  rompiendo la probeta en un solo ciclo.

Por lo anterior, se usó para K por debajo de 20MPa√m frecuencias de 20Hz, entre 20-30MPa√m 10Hz y por encima de 30MPa√m 5Hz. Según la norma ASTM E647-11, datos generados en pruebas de laboratorio a una frecuencia cíclica de 10Hz pueden no ser aplicables para predecir velocidad de FCG en estructuras cicladas a 0.1Hz [44]. En los ensayos de laboratorio se bajo hasta frecuencias de 1Hz para varios K y no se percibió ninguna diferencia en la velocidad de FCG, pero todas las frecuencias evaluadas tenían el mismo orden de magnitud, mientras que en la norma se saltan dos órdenes de magnitud.

El cambio en la longitud de la grieta por N ciclos de fatiga, velocidad de FCG ( $\Delta a/\Delta N$ ), y el intervalo del factor de intensidad de esfuerzos  $\Delta K$  fueron calculados de la siguiente manera:

$$\frac{\Delta a_i}{\Delta N_i} = \frac{(a_{i+1} - a_i)}{(N_{i+1} - N_i)} \quad (4.4)$$

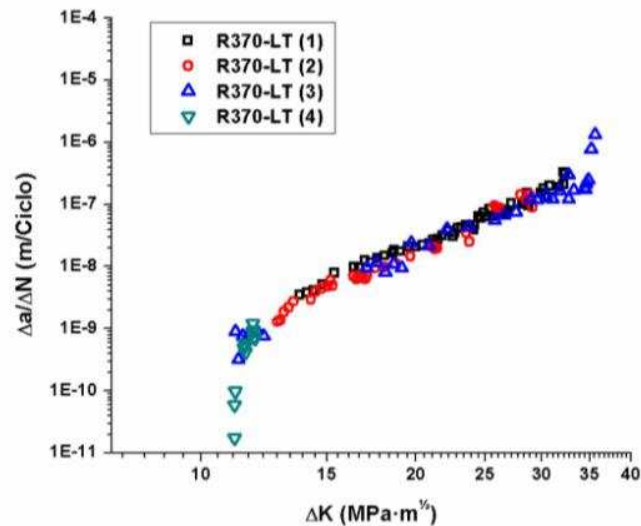
y

$$\Delta \bar{K} = (1 - R) \frac{(K_{max_{i+1}} + K_{max_i})}{2} \quad (4.5)$$

Para la construcción de las curvas  $\Delta a/\Delta N$  vs  $\Delta K$  se tomaron los datos de las cuatro replicas y se asignaron al material correspondiente, como se puede observar en la **Figura 4.7** las réplicas tienen una buena reproducibilidad. Para las curvas de R370CrHT

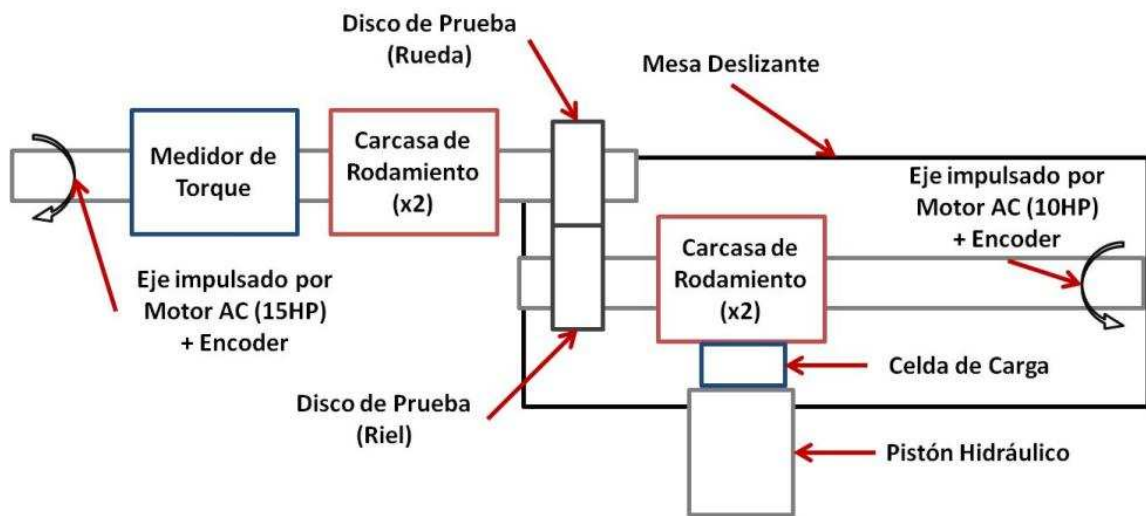
y R260 en dirección L-S solo se usaron 3 réplicas ya que las muestras se reventaron por sobrecarga a causa de una medida errada de la galga de desplazamiento y se perdieron todos los datos.

**Figura 4.7.** Curva  $\Delta a/\Delta N$  vs  $\Delta K$  del R370CrHT en la dirección L-T.



## 4.2 ENSAYOS TRIBOLÓGICOS

Las pruebas para medir desgaste fueron llevadas a cabo en una Máquina Disco contra Disco instalada en el laboratorio de tribología y superficies de la Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín (MDDv2), la cual corresponde a la segunda generación de dispositivos de este tipo desarrollados en el laboratorio y fue rediseñada para esta tesis. La MDDv2 es usada para simular el tribosistema Rueda-Riel, para obtener condiciones similares a las de operación en sistemas férreos. La MDDv2 consta de dos discos encontrados donde la velocidad, presión de contacto y porcentaje de deslizamiento (*creepage*) son controlados precisamente. En la **Figura 4.8** se muestra un esquema resumido de la MDDv2, en el ANEXO A1 se pueden encontrar los detalles del rediseño de la máquina y en el ANEXO A2 están los planos.

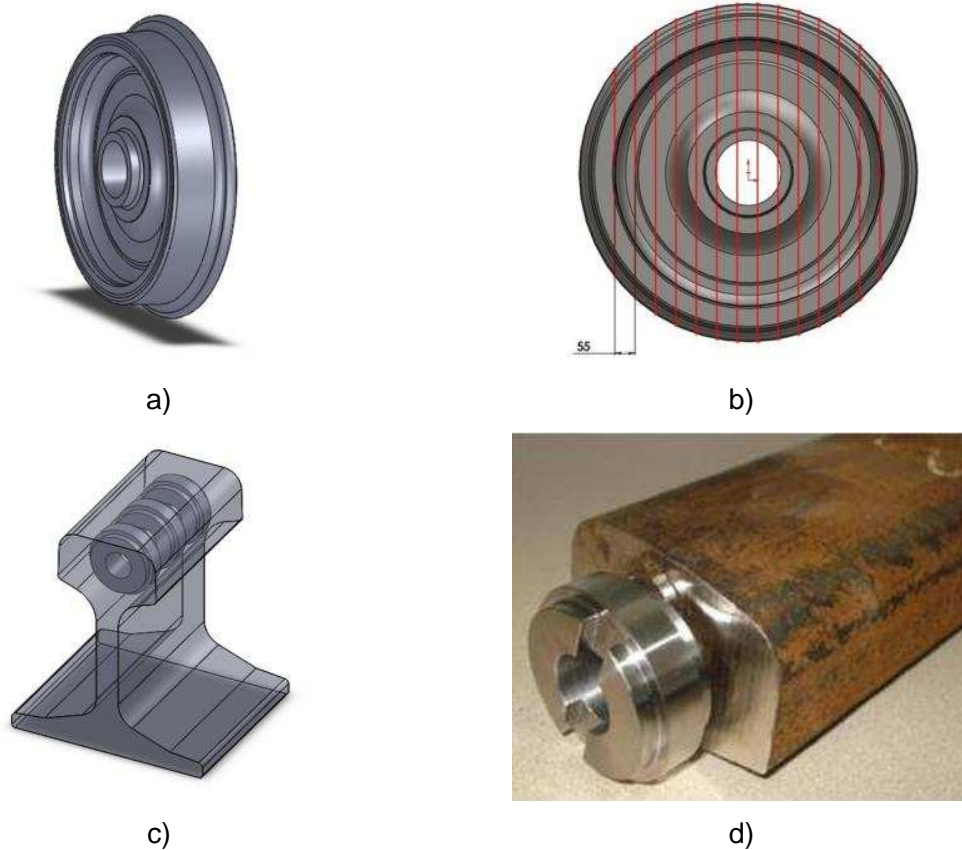
**Figura 4.8.** Esquema de la máquina Disco-Disco.

### 4.2.1 Preparación de las Muestras

Probetas cilíndricas fueron extraídas de trozos de rueda y de riel, como se ilustra en la **Figura 4.9**, luego se maquinaron usando un torno. Las probetas de rueda se extrajeron de cortes de 55mm de espesor de una rueda ER8. Las muestras de riel fueron extraídas directamente de la cabeza de los rieles. Las composiciones químicas se mostraron en la **Tabla 4.1**.

Como las probetas de rueda fueron extraídas de partes diferentes a la zona de rodadura, se les realizó un tratamiento térmico para que la dureza sea entre 245-275HB, como lo establece la norma EN 13262:2004. Los discos de rueda fueron austenizados y homogeneizados a 840°C por 30 minutos, luego se enfriaron en un baño de sales a 450°C (tratamiento térmico isotérmico) durante 20 segundos y finalmente se terminaron de enfriar en aceite a temperatura ambiente. Para los tratamientos térmicos las dimensiones de los discos fueron 1mm mayores y posterior a estos se maquinaron nuevamente hasta las dimensiones finales.

**Figura 4.9.** Corte y extracción de probetas para los ensayos tribológicos.



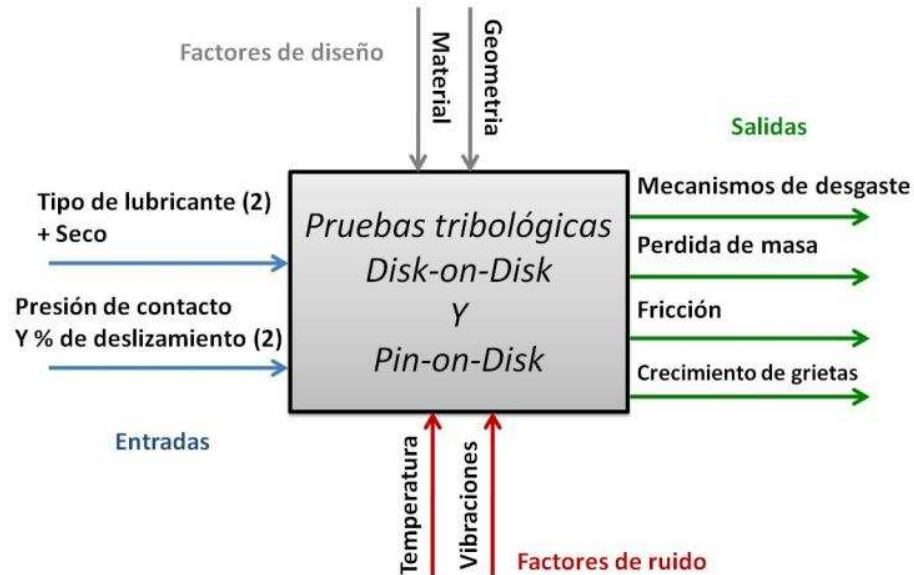
#### 4.2.2 Ensayos Disco-Disco para medir desgaste

Dado que la fatiga juega un rol muy importante en el desgaste de los rieles y que el efecto de los modificadores de fricción aun es desconocido, se llevaron a cabo varios ensayos para evaluar dicho efecto, no solo en la RCF sino también en otros parámetros que son importantes a la hora de cuantificar el desgaste. El modelo general de los experimentos se muestra en la **Figura 4.10**.

Los experimentos se realizaron simulando dos tipos de condiciones de operación, un tramo de recorrido en línea recta, con 0% de deslizamiento y una presión de contacto de 0.8GPa, y un tramo de curva, con 5% de deslizamiento y una presión de contacto de 1.1GPa, un mayor deslizamiento promueve el crecimiento de las grietas hacia el interior de las probetas, siendo así más fácil su detección [45]. Para cada condición se hicieron

dos réplicas. Antes de empezar cada ensayo las probetas eran lavadas y pesadas para las mediciones de pérdida de masa.

**Figura 4.10.** Esquema de los experimentos tribológicos.



El porcentaje de deslizamiento se calculó de acuerdo con Fletcher y Beynon (2000) [46]:

$$\text{Deslizamiento acumulado (\%)} = 200 \left( \frac{R_W N_W - R_R N_R}{R_W N_W + R_R N_R} \right) \quad (4.6)$$

donde N es el número de revoluciones de los discos, R es el radio; y en los subíndices W corresponde a rueda (*wheel*) y R a riel (*rail*).

Para calcular las velocidades de los motores, se hicieron dos aproximaciones, la primera igualando la velocidad tangencial de las probetas de rueda con la velocidad tangencial de una rueda operando en vía comercial. La segunda igualando las revoluciones por minuto de las probetas y de las ruedas.

*Para realizar los cálculos se tiene que:*

Las ruedas en operación se van desgastando y son reperfiladas así que su diámetro disminuye, pero se puede tomar un diámetro promedio de 800mm. La velocidad

promedio del metro de Medellín es decir la velocidad lineal del centro de masa de las ruedas, es de 60Km/h = 1000m/min;

Se sabe que la velocidad tangencial de la rueda con respecto al riel es equivalente a la velocidad del centro de masa con respecto al centro instantáneo de rotación, es decir:

$$v_{tR} = \omega_R R_R \Rightarrow \omega_R = \frac{v_{tR}}{R_R} = \frac{1000 \text{ m/min}}{0.4 \text{ m}} = 2500 \text{ rad/min}$$

y

$$RPM_R = \frac{\omega_R}{2\pi} = \frac{2500 \text{ rad/min}}{2\pi} = 397.9 \approx 400$$

Este cálculo no tiene en cuenta los frenos y arranques cuando los trenes llegan a las estaciones, solo tiene en cuenta los desplazamientos entre rectas y curvas de una estación a otra, que es donde se manifiestan los fenómenos estudiados.

Las probetas tienen un diámetro exterior de 47mm, así

$$v_{tP} = \omega_P R_P \Rightarrow \omega_P = \frac{v_{tR}}{R_P} = \frac{1000 \text{ m/min}}{0.0235 \text{ m}} \cong 42553 \text{ rad/min}$$

y

$$RPM_P = \frac{\omega_P}{2\pi} = \frac{42553 \text{ rad/min}}{2\pi} = 6772.5$$

Como se observa, estas RPM son demasiado altas para una prueba de laboratorio, en cambio si se toman las 400 RPM de las ruedas se obtiene un valor con el que se puede trabajar. El trabajar con una velocidad tangencial igual a la de operación real da un mejor acercamiento a las condiciones dinámicas de los esfuerzos, pero las presiones de contacto de 1.1GPa para las curvas ya tienen en cuenta estas condiciones dinámicas y al girar a tan altas RPM las probetas estarían sometidas a más ciclos de fatiga en tiempos más cortos.

Por otro lado, al girar a las probetas a las mismas RPM de las ruedas, se garantiza que ambas estén sometidas a igual cantidad de ciclos de fatiga en el mismo tiempo bajo condiciones de presión de contacto similares.

En todos los ensayos las probetas de rueda en la MDDv2 giran entre 400-402RPM, en cambio en las probetas de riel varía: cuando hay 0% de deslizamiento giran entre 398-400RPM y cuando hay 5% de deslizamiento giran entre 379-381RPM. Como en la vida real la rueda siempre desliza sobre el riel las probetas de rueda deben tener mayores RPM; si durante los ensayos las probetas de riel llegaran a girar, así sea sólo 1RPM por encima de la rueda esto producirá un coeficiente de tracción negativo. Esto no es deseado, ya que como se explicará más adelante ese fenómeno producirá que las grietas no crezcan en el riel sino en la rueda.

Al reemplazar los anteriores rangos de RPM en la Ecuación (4.6 se obtiene que para "5%" en realidad estamos entre 5.89% - 4.87% y para "0%" entre 1.00% - 0.00%. Es decir, en la condición de 0% en realidad no se tiene rodadura pura sino que ocurren pequeños porcentajes de deslizamiento ya que los variadores oscilan entre  $\pm 1$ RPM.

Para garantizar que las grietas crezcan adecuadamente es necesario un periodo de fatiga en condición seca, ya que cuando no hay deslizamiento las grietas no crecen. Al aplicar un modificador de fricción se produce deslizamiento, aunque los motores giren a velocidades diferentes; esto disminuye las fuerzas tangenciales, por lo cual no se produce tanta deformación en esta dirección y se dificulta el crecimiento de las grietas, por esto es necesario el periodo de incubación de grietas en seco.

Este número de ciclos en seco no debe ser muy bajo, porque las grietas no alcanzan a crecer lo suficiente, ni muy largos, ya que como mostraron Fletcher y Beynon (2000), en R260, por encima de los 5.000 ciclos las probetas pierden mayor masa por cada ciclo de fatiga y estas grietas presentan ángulos de crecimiento poco profundo, alrededor de 5° [46]; esto quiere decir que las probetas se empiezan a descascarar y las grietas nucleadas se empiezan a desprender. Fletcher y Beynon (2000) también mostraron en otro estudio que con 500 ciclos en seco seguidos de la adición de agua la longitud de las grietas era mayor [47], esta es otra prueba de que el mecanismo acelerador de

crecimiento de grietas propuesto por Bower en 1988 es acertado, como se mostró en la **Figura 2.12**.

J.F. Santa en su tesis de doctorado realizó varios ensayos agregando agua después de diferentes números de ciclos en seco: 500, 2.000, 3.000 y 4.000 [6]. Después de los 4.000 ciclos en seco fue cuando las grietas aparecieron más rápido, así que se decidió que todos los experimentos serían realizados con un periodo previo a la adición del modificador de fricción de 4.000 ciclos en seco. El número de ciclos en seco fue igual para todas las probetas, ya que Tyfour *et al.* [25] demostraron que este tiene un efecto muy pronunciado en la vida final a fatiga en contacto seco-húmedo.

Para cada condición se realizaron tres corridas parando a los 9.000, 14.000 y 24.000 ciclos, así que los ciclos bajo el efecto de un modificador de fricción fueron 5.000, 10.000 y 20.000 respectivamente. Ensayos adicionales con la totalidad de los ciclos en seco se llevaron a cabo como método de comparación. Es indispensable realizar las tres corridas con pares diferentes de probetas, ya que al empezar un ensayo las probetas se desgastan y se acomodan la una a la otra, a esto se le conoce como *runing in*, o periodo de acomodación; si las probetas se separan no entraran en contacto en los mismos puntos, así que empezara un nuevo *runing in*, se desprenderán las grietas nucleadas y los resultados no serían confiables.

Tres tipos de tribosistemas se obtuvieron de los experimentos, dependiendo del elemento en la intercara entre rueda y riel utilizada: seco (sin ningún tipo de adición de modificador de fricción), un modificador de fricción comercial de alto coeficiente (*Sintono Terra HLK*) y un modificador de fricción desarrollado en el laboratorio (*Tribolub*). Al cumplir los 4.000 ciclos en seco se empezaba a adicionar la misma cantidad de modificador de fricción (entre 0.02 y 0.03g) a la superficie de la probeta de rueda por medio de un pincel, esta aplicación se repetía cada 400 ciclos (cada minuto). Una vez se empieza a aplicar el modificador de fricción la carga aumenta y el coeficiente de tracción cae pero se estabiliza al poco tiempo, este aumento en la carga se compensa para que la presión de contacto sea siempre la misma durante todo el ensayo.

Una vez finaliza el ensayo las probetas son lavadas con desengrasante y luego sumergidas en alcohol con ultrasonido para remover todo resto de modificador de fricción que pudiera haber quedado producto del ensayo, finalmente son pesadas para cuantificar la pérdida de masa. De no remover la totalidad del modificador se afecta el resultado de pérdida de masa.

