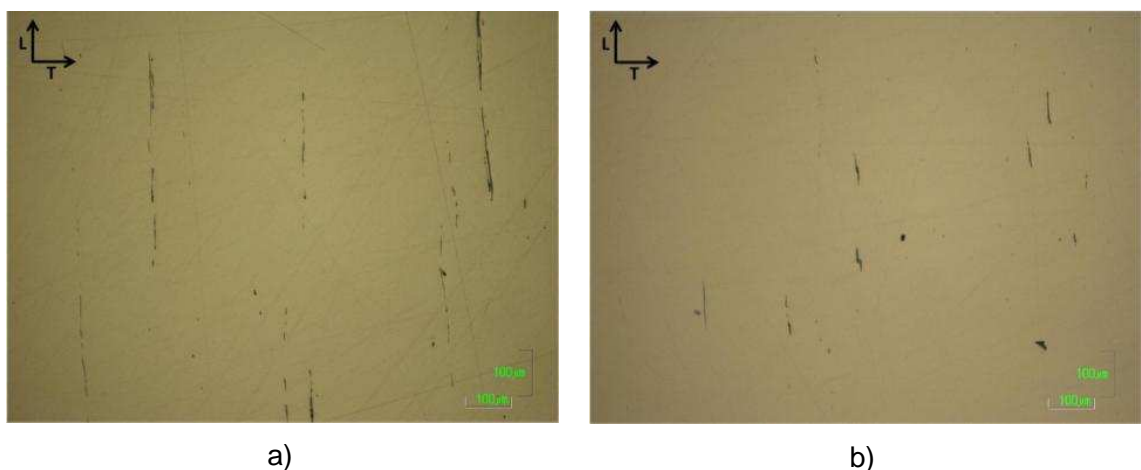


5.RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1 MICROESTRUCTURA Y DUREZA

En la **Figura 5.1** se muestran zonas representativas de las inclusiones presentes en cada acero. El acero R260 presentó inclusiones de sulfuros de serie gruesa tipo A con severidad 1.5 y óxidos globulares de serie delgada tipo D con severidad 0.5. El acero R370CrHT presentó inclusiones de sulfuros de serie delgada tipo A con severidad 1.0 y óxidos globulares de serie delgada tipo D con severidad 0.5. En ninguno de los dos aceros se observaron inclusiones como silicatos o aluminatos que superaran los límites para ser reportadas, la **Tabla 4.1** muestra que el contenido de elementos aleantes como Azufre o Aluminio en estos aceros es muy bajo, mientras que el porcentaje de Silicio es alto en comparación con los aceros simples al carbono. Aún así no hay presencia de silicatos ni óxidos, lo cual deja ver que los aceros vienen de un proceso de colado muy limpio.

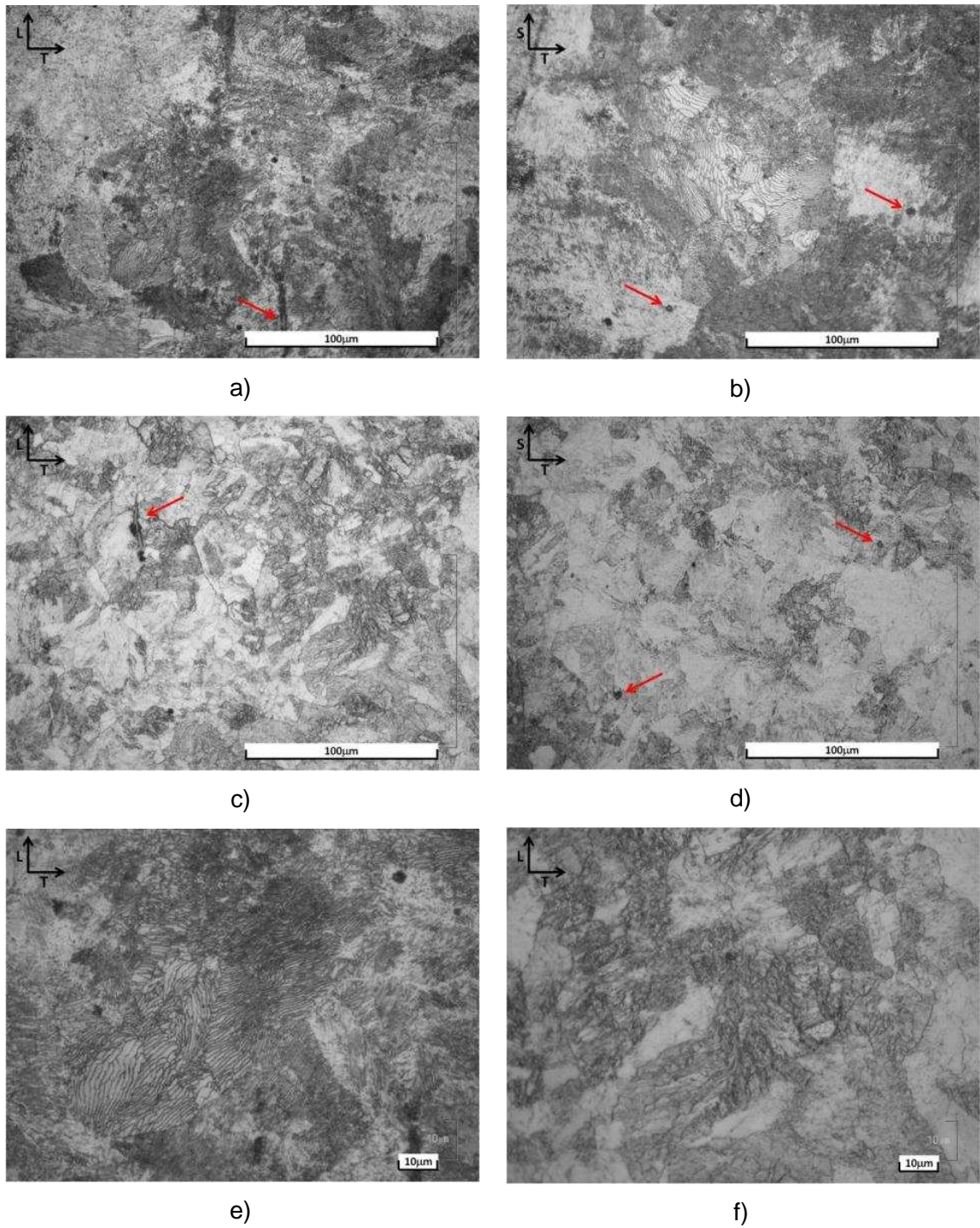
Figura 5.1. Inclusiones presentes en los aceros de riel, a) R260 y b) R370CrHT. Sulfuros (alargados) y óxidos globulares.



El R370CrHT posee inclusiones de sulfuros de menor cantidad y tamaño que el R260, así que es un acero más limpio y con mejor control desde el colado.

Al observar las microestructuras de ambos aceros en la **Figura 5.2**, se observan colonias de perlita sin una orientación preferencial, la principal diferencia está en la orientación de las inclusiones (señaladas con flechas rojas) que se muestran alargadas en la dirección longitudinal y al cortarlas transversalmente solo se ven como círculos. Al comparar los dos aceros para rieles se puede notar que el tamaño de las colonias y el espesor de las láminas de perlita son más grandes en el R260, incluso en el R370CrHT el espesor de las láminas de perlita es tan pequeño que no son distinguibles con Microscopía Óptica de Luz Reflejada. Aunque ambos aceros poseen microestructura perlítica, la razón por la que el R370CrHT tiene mayor resistencia es debido al menor espaciamiento interlaminar. La resistencia mecánica está relacionada inversamente con el espesor de las láminas de perlita, entre menor sea el espesor mayor será la resistencia; lo anterior ocurre de manera similar a la “Relación de Hall–Petch” que relaciona el tamaño de grano con la resistencia mecánica en estructuras austeníticas y ferríticas.

Figura 5.2. 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.



Para tener un mejor detalle de la microestructuras las muestras se llevaron al microscopio electrónico de barrido (SEM JEOL 5910LV), la **Figura 5.3** corresponde al R260 y la **Figura 5.4** al R370CrHT. Para poder medir el espesor de las láminas de perlita del R370CrHT se tomaron imágenes a mayores aumentos.

Figura 5.3. Microestructuras en SEM del acero R260, a) y b) orientación L-T, c) y d) S-T.

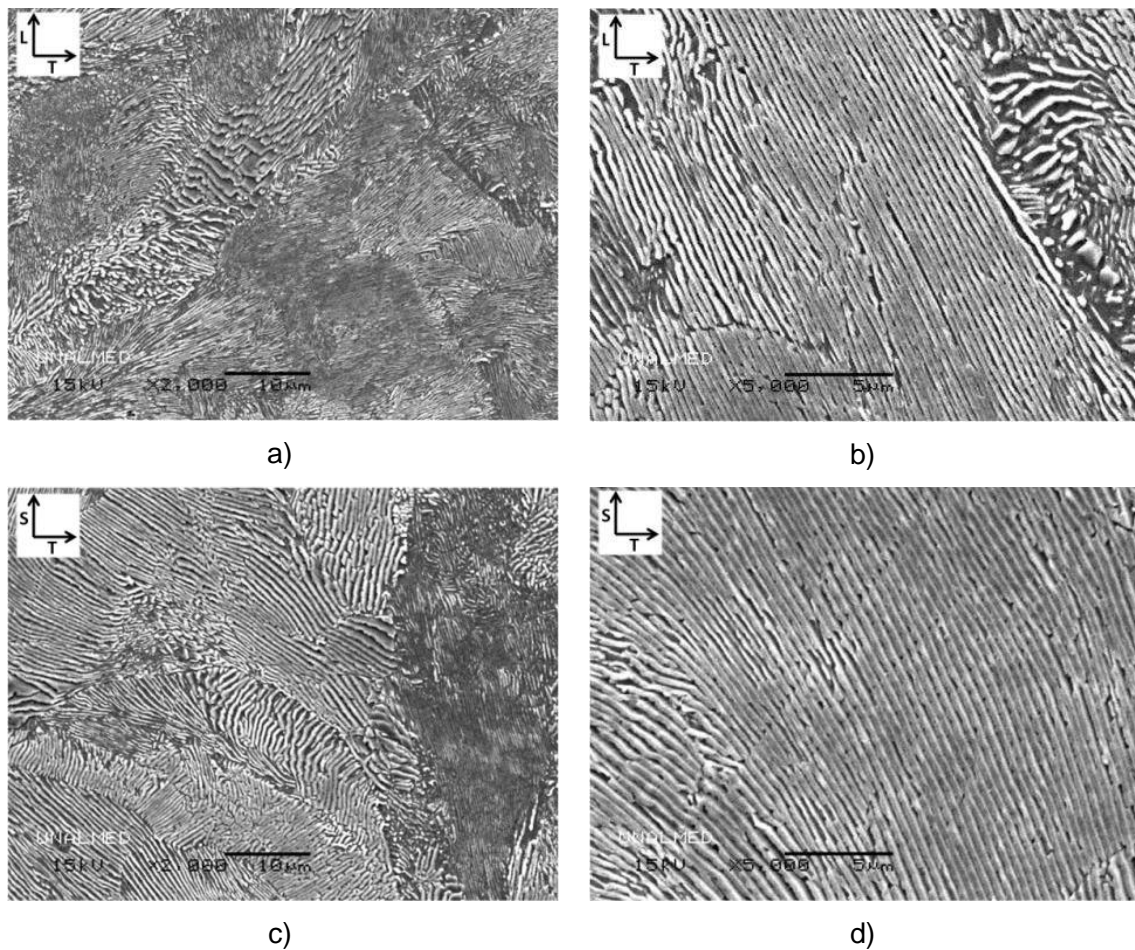
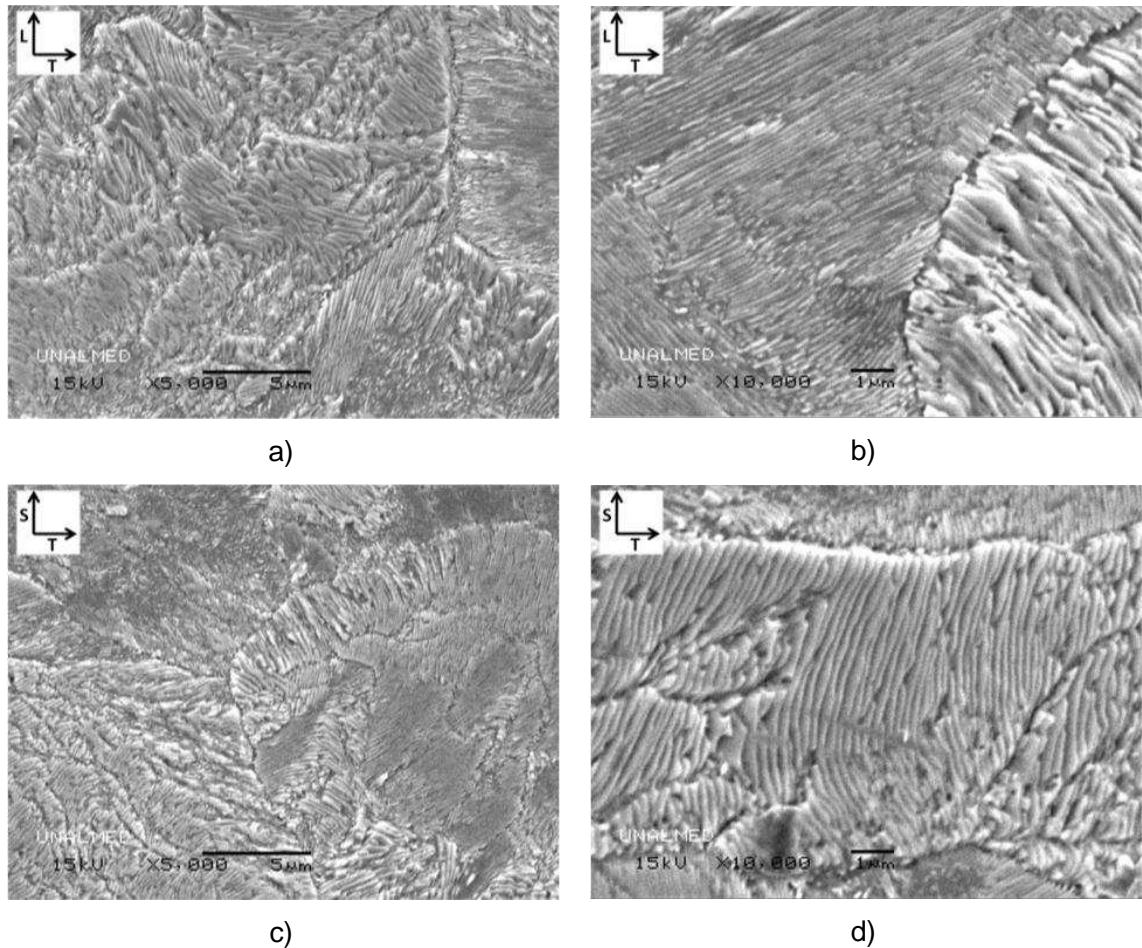


Figura 5.4. Microestructuras en SEM del acero R370CrHT, a) y b) orientación L-T, c) y d) S-T.



El espaciado interlaminar de la perlita de los dos aceros se presenta en la **Tabla 5.1**. La diferencia en tamaño de las láminas de perlita entre ambos aceros es notoria, pero solo después de medir el espaciado interlaminar se puede percibir una leve diferencia entre las vistas longitudinal y transversal. Para ambos aceros el espaciado es un poco mayor en el corte longitudinal, lo cual indica que aunque las colonias de perlita estén aleatoriamente orientadas y aparentemente la estructura es isotrópica existen pequeñas variaciones con respecto a la orientación de laminación, ya sea en la microestructura o en la distribución de esfuerzos, que pueden influenciar el comportamiento de propiedades macroscópicas como el crecimiento de grietas por fatiga.

Tabla 5.1. Espaciado interlaminar de ambos aceros.

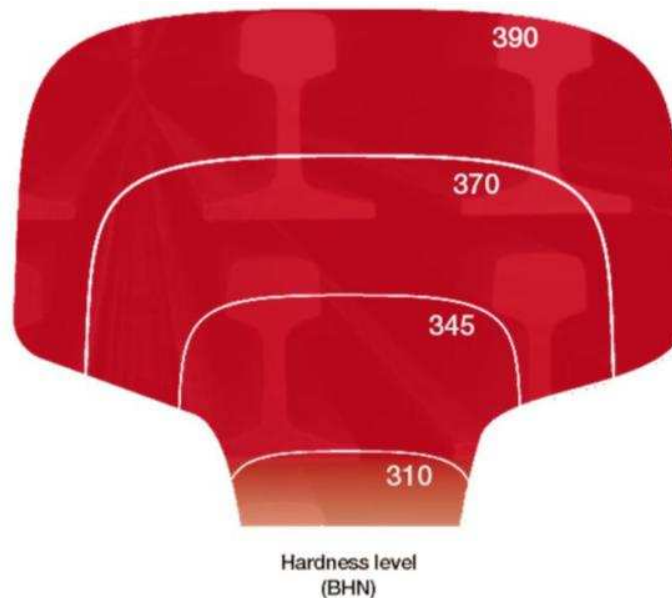
Material	Espaciado Interlaminar (nm)		
	Longitudinal (L-T)	Transversal (S-T)	Promedio
R260	301 ± 133	262 ± 88	282 ± 114
R370CrHT	92 ± 35	71 ± 28	80 ± 33

En la **Tabla 5.2** se muestran los resultados de dureza medidos en todas las probetas SE(B). Todas las probetas presentan durezas de acuerdo a la norma europea EN 13674-1:2011, aunque particularmente en las muestras L-T del riel R370CrHT encontró una desviación estándar mayor a las demás; esto se debe a la anisotropía propia del riel, ya que el tratamiento térmico que se le realiza causa variaciones de dureza desde la cabeza hasta el patín como se observa en la **Figura 5.5** [48]. El riel R260 no presenta tratamiento térmico así que sus durezas son más homogéneas.

Tabla 5.2. Durezas de las probetas de mecánica de fractura.

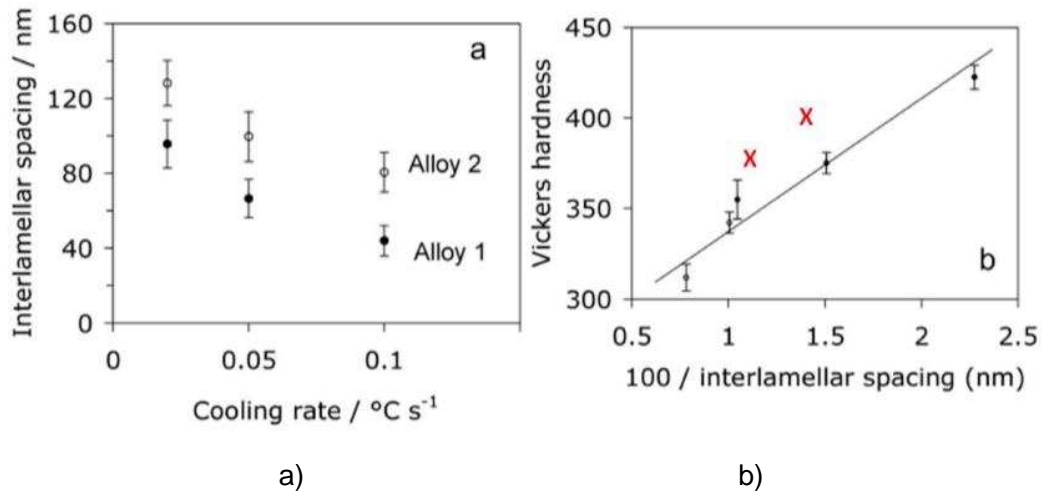
Material	Orientación	Dureza Promedio (HV)	
R260	L-S (1)	294,8 ± 9,7	291,8 ± 7,7
	L-S (2)	294,2 ± 7,6	
	L-S (3)	288,5 ± 4,6	
	L-S (4)	289,9 ± 9,0	
	L-T (1)	282,1 ± 8,2	284,9 ± 6,7
	L-T (2)	288,6 ± 4,6	
	L-T (3)	279,3 ± 4,7	
	L-T (4)	289,4 ± 4,3	
R370CrHT	L-S (1)	404,8 ± 5,4	399,4 ± 9,2
	L-S (2)	389,2 ± 6,2	
	L-S (3)	395,9 ± 6,8	
	L-S (4)	407,8 ± 4,8	
	L-T (1)	387,4 ± 12,7	374,4 ± 13,9
	L-T (2)	377,1 ± 17,1	
	L-T (3)	369,6 ± 7,1	
	L-T (4)	363,6 ± 6,4	

Figura 5.5. Variación de la dureza en la cabeza de un riel R370CrHT debido al tratamiento térmico [48].



Wu y Bhadeshia (2012) midieron el espaciado interlaminar de aceros completamente perlíticos obtenidos con diversas velocidades de enfriamiento continuo. Reportaron que mayores velocidades de enfriamiento conducen a un espaciamiento más fino, siempre y cuando no se supere el límite en que se pasa a una transformación martensítica. En la **Figura 5.6** se muestra la relación entre la dureza y el espaciado interlaminar encontrada por ellos [49]. Se puede notar que en el acero R370CrHT (marcado con las X rojas) se obtuvieron durezas ligeramente superiores a las reportadas por Wu y Bhadeshia para espaciamientos similares, lo cual se asoció en primera instancia a la dificultad que se tuvo al momento de medir las láminas más delgadas. La **Figura 5.4d** muestra un ejemplo de láminas muy finas en la parte inferior y superior de la imagen; la imposibilidad de medir el espesor de estas láminas introduce un error que puede afectar de manera importante la estimación de la resistencia del material.

Figura 5.6. a) Relación entre espaciado interlamellar y tasa de enfriamiento. b) Dureza de aceros perlíticos en función del inverso del espaciado interlamellar [49].



5.2 MECÁNICA DE FRACTURA

5.2.1 Propagación de Grietas por Fatiga

La **Tabla 5.3** muestra el umbral de FCG, el valor crítico de intensidad de esfuerzos (tenacidad a la fractura) y los coeficientes de la *ley de Paris-Erdogan*; estos últimos se obtuvieron mediante una regresión no-lineal (función potencial) para un rango $14 < \Delta K < 34$. Al sustituir las Ecuaciones (4.4) y (4.5) en la Ecuación (2.9) se obtiene:

$$\frac{\Delta a}{\Delta N} = C \cdot \Delta K^m \quad (5.1)$$

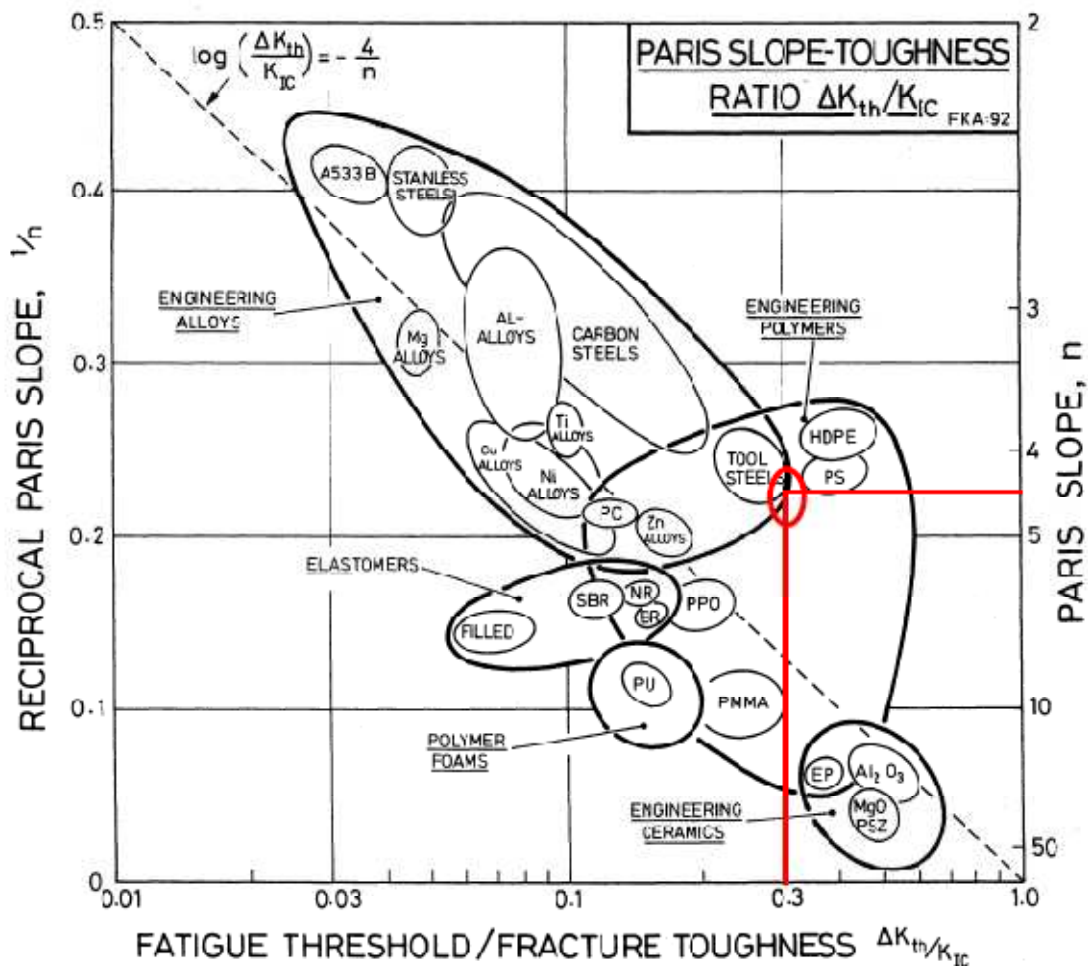
Tabla 5.3. Propiedades de resistencia a la fractura y coeficientes de la ley de Paris para ambos aceros estudiados.

		ΔK_{th} (MPa \sqrt{m})	K_{IC} (MPa \sqrt{m})	C	m	R-cuadrado
R260	L-S	11.83	38.56	2.2990×10^{-13}	3.9781	0.9216
	L-T	11.40	39.40	7.9049×10^{-15}	4.9413	0.8886
	Promedio	-	-	3.0755×10^{-14}	4.5648	0.8809
R370CrHT	L-S	11.14	40.44	1.3283×10^{-13}	3.9982	0.9576
	L-T	11.29	39.60	8.2128×10^{-15}	4.9008	0.9690
	Promedio	-	-	2.6721×10^{-14}	4.5266	0.9583

* El coeficiente de determinación para las regresiones potenciales.

Estos aceros para rieles perlíticos poseen una alta sensibilidad a los concentradores de esfuerzos y el rango de intensidad de esfuerzos que soportan es estrecho, ya que por debajo de $\Delta K=11\text{MPa}\sqrt{m}$ las grietas no crecen y por encima de $\Delta K=35\text{MPa}\sqrt{m}$ crecen hasta una fractura rápida, por lo que la relación de tenacidad ($\Delta K_{th}/K_{IC}$) es ≈ 0.3 [50]; que es muy cercana a la de los aceros de herramientas, como se observa en la **Figura 5.7**.

Figura 5.7. Recíproco del exponente de Paris vs la relación $\Delta K_{th}/\Delta K_{IC}$ [50].

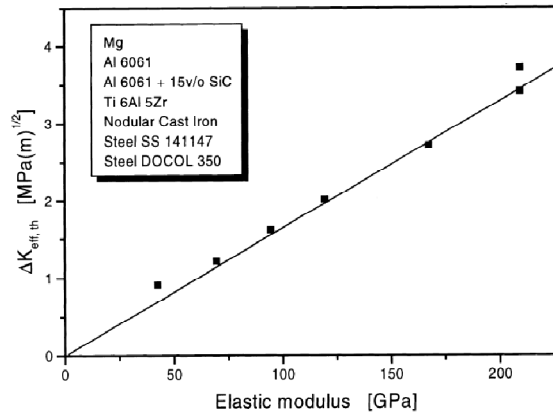


Vale la pena resaltar el elevado valor del umbral de FCG, en otros aceros oscila alrededor de 5-6MPa \sqrt{m} y en no ferrosos casi siempre es inferior a 3MPa \sqrt{m} [51] [52]. Wasén y Heier (1998) mostraron que existe una relación entre este umbral y el modulo elástico, E, de varios metales (Figura 5.8) [52]; así que entre más rígida es la aleación se requieren más esfuerzos para hacer crecer una grieta, ya que es más difícil abrir la punta de la grieta y esto hace que el tamaño de la zona plástica (que se ilustró anteriormente en la Figura 2.4) y los esfuerzos en esta tiendan a ser menores.

Como se mostró en la Figura 2.11, los aceros perlíticos son más resistentes y menos dúctiles que, por ejemplo, los aceros ferríticos. En la microestructura perlítica las láminas intercaladas de ferrita y cementita restringen la deformación plástica al bloquear el

avance de las dislocaciones con las intercaras entre las dos fases; el pequeño espesor de las láminas imposibilita que las dislocaciones se puedan desplazar distancias significativas antes de bloquearse, lo cual aumenta propiedades como el límite elástico y en menor medida el módulo de Young.

Figura 5.8. Relación entre el ΔK_{th} y el módulo elástico de varios metales [52].

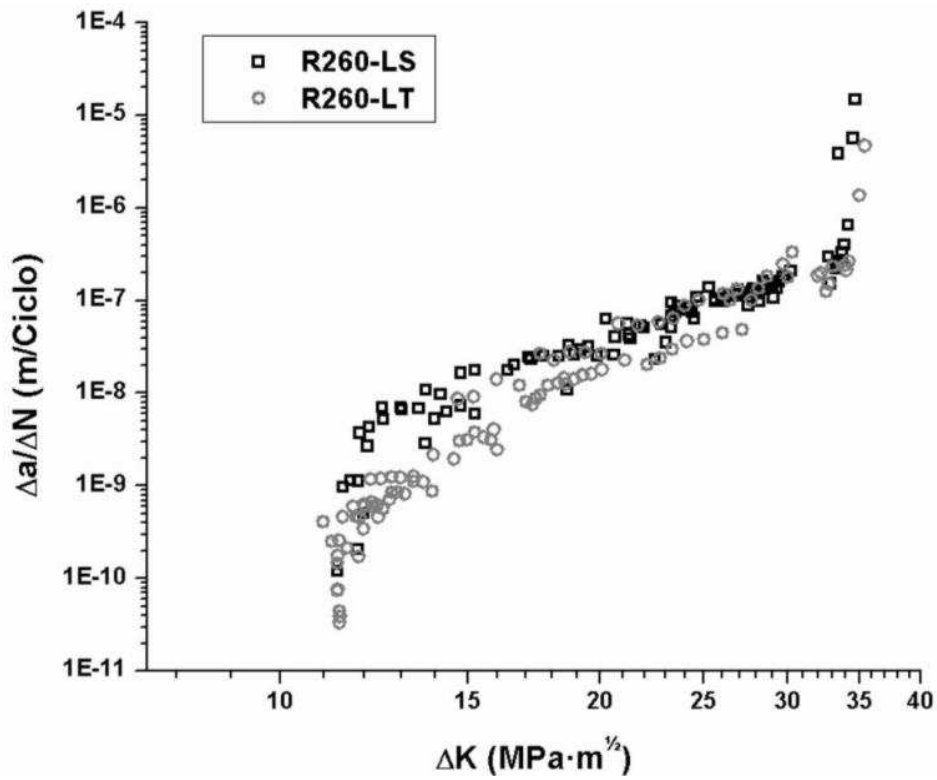


Material	<i>E</i> -modulus (GPa)	ΔK_{th} (MPa·m ^{1/2})	K_{c1} (MPa·m ^{1/2})	$\Delta K_{th,eff}$ (MPa·m ^{1/2})
Mg	43			0.9
Al	70	1.8	0.6	1.2
Al-SiC	95	2.6	1.0	1.6
Ti-6Al-5Zr (Ti 17)	120			2.0
Nodular Cast Iron	165	6.4	3.7	2.7
Steel DOCOL 350	210	5.4	2.0	3.4
Steel SS141147	210	6.0	2.3	3.7

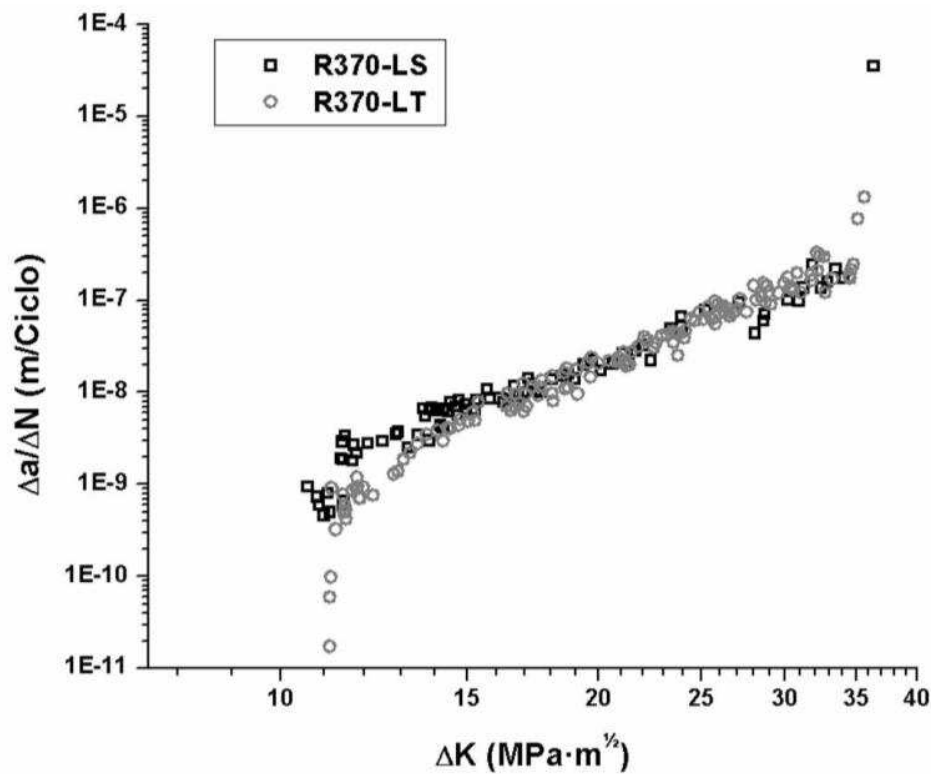
En la **Figura 5.9** se muestran las curvas de velocidad de FCG versus el intervalo del factor de intensidad de esfuerzos para los dos aceros ferroviarios. En ambas curvas se puede observar como las nubes de puntos están muy juntas, lo cual muestra que los ensayos tienen buena reproducibilidad, ya que como se mostró en la **Figura 4.7** cada nube corresponde a la sumatoria de 3 ó 4 réplicas del mismo material; la única curva que muestra unos puntos más dispersos es la correspondiente al R260 L-T, pero estos puntos solo aparecen por encima de $15\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$, así que esto se puede deber a una inestabilidad en la grieta a causa de alguna sobrecarga, que como se explicó anteriormente puede ocurrir al usar frecuencias altas de aplicación de carga.

La baja tenacidad a la fractura de estos aceros perlíticos comparados con los ferríticos es debido a que al aproximarse al 0.8% de C, tanto la resistencia a tracción como la resistencia al desgaste se incrementan pero la tenacidad a la fractura se reduce por efectos de clivaje [53].

Figura 5.9. Curva $\Delta a/\Delta N$ vs ΔK para los aceros de rieles: a) R260 y b) R370CrHT.



a)

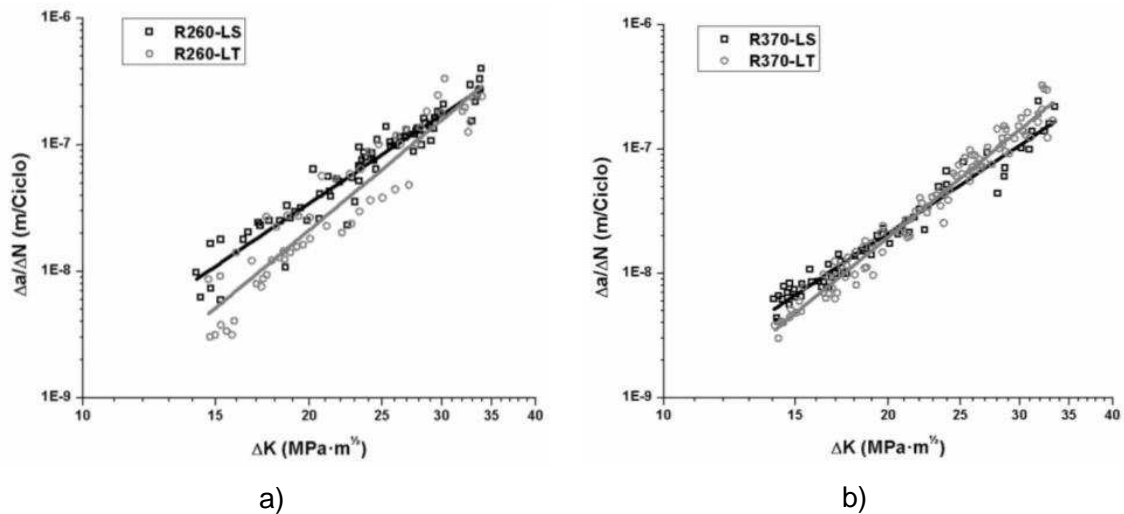


b)

En la **Figura 5.10** se muestra un acercamiento a la fase II de las curvas $\Delta a/\Delta N$ vs ΔK , donde se cumple la ley de Paris, en éstas además se agregaron las líneas de tendencia que se obtienen al reemplazar los valores de la **Tabla 5.3** en la Ecuación (5.1). En la **Figura 5.10a** se observa que para los aceros R260 en la dirección L-S la velocidad de FCG es mayor que en la dirección L-T. La **Figura 5.10b**, por otro lado, muestra que en el acero R370CrHT el FCG es sólo ligeramente superior para valores de ΔK por debajo $\approx 21 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$; este es un muy buen ejemplo que sirve para aclarar que una pendiente (m) menor en la ecuación de Paris no necesariamente implica una menor tasa de FCG. Para ambos aceros se observó una diferencia en el comportamiento entre las dos orientaciones, caracterizada porque en la orientación L-T la pendiente de la zona II siempre es mayor. A pesar de esto, la tenacidad a la fractura es prácticamente la misma en ambas orientaciones para los dos aceros, lo cual indica que las eventuales diferencias en los mecanismos que controlan el crecimiento de grietas para ΔK bajos se hacen menos significativas a medida que el ΔK se acerca al K_{IC} .

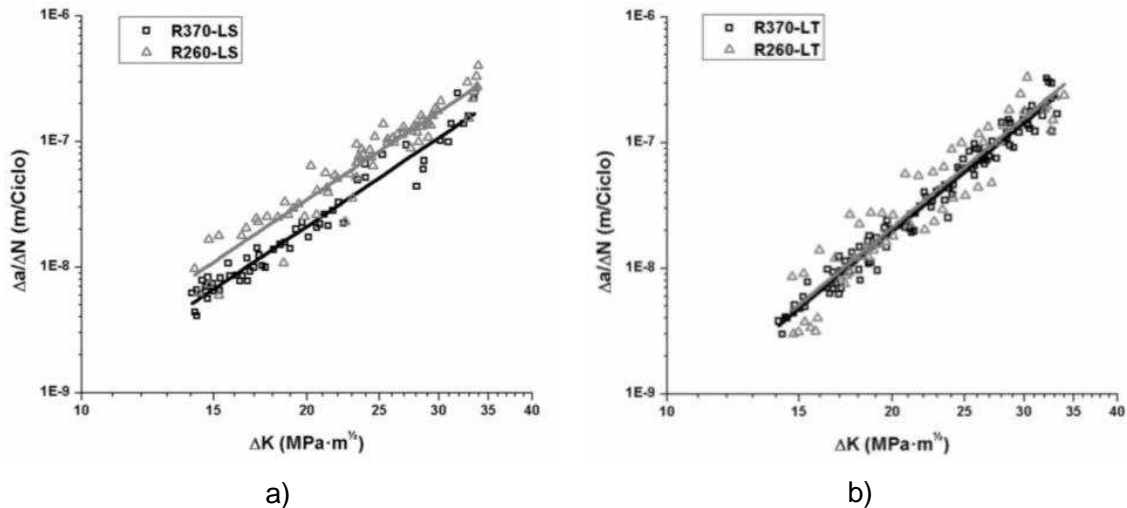
Estas diferencias en el FCG se deben a factores microestructurales como una textura cristalográfica que promueva el crecimiento de las colonias en determinada dirección, la cual es generada por deformación de los granos de austenita durante el proceso de laminado o forjado. Otro factor relevante son las inclusiones que están orientadas en la dirección de laminación (L) y al ser alargadas, en el caso de los aluminatos, silicatos y sulfuros, funcionan como concentradores de esfuerzos; en la dirección transversal (T y S) estas inclusiones se observan esféricas por lo cual no tienen mayor influencia. Se ha demostrado que inclusiones como aluminatos y sulfuros de manganeso son responsables por la anisotropía en el FCG de un acero ASTM A533B [54]. En los aceros estudiados en esta investigación, el espaciamiento interlaminar juega también un papel importante, razón por la cual las diferencias de FCG entre las direcciones L-T y L-S son mayores en el acero R260 para valores bajos de ΔK .

Figura 5.10. Comparación de la tasa de FCG en dos orientaciones, L-S y L-T para aceros de riel a) R260 y b) R370CrHT.



Al comparar los dos aceros de riel en la orientación L-S (**Figura 5.11a**), las muestras de R370CrHT presentaron menor velocidad de FCG que las de R260 en ambas orientaciones; aunque para la dirección L-T la diferencia es casi imperceptible en la gráfica log vs log.

Figura 5.11. Comparación de la tasa de FCG de dos aceros de riel R260 y R370CrHT en las orientaciones a) L-S y b) L-T.



La Figura 5.12 muestra los resultados de algunos estudios que cuantifican el FCG de otros aceros. Kim y Kim (2002) realizaron estudios del comportamiento de FCG de un acero de riel comúnmente usado en Korea del sur; aunque no indican una designación del acero, por su composición química y propiedades se puede clasificar como un acero de riel R260 cerca del límite inferior del rango de especificaciones. El espesor de las probetas utilizadas fue $B=10\text{mm}$ [55]. Por su parte, Wilson (1977) realizó un estudio muy completo de FCG en acero ASTM A533B, explorando tres tratamientos térmicos y todas las orientaciones de los planos de crecimiento de grietas, el espesor $B=25.4\text{mm}$ [54].

También en la **Figura 5.12** se muestran las tasas de FCG de varios aceros de riel y de un acero ferrítico A533B, los cuales aparentemente presentan un comportamiento muy similar, pero al calcular la variación en la longitud de una grieta usando los valores de la **Tabla 5.3** después de 100000 ciclos de fatiga se aprecia como para $\Delta K > 25\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ existen mayores diferencias entre el acero ferrítico y los perlíticos, llegando hasta más de 6 mm alrededor de los $30\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ (**Tabla 5.4**). También se muestra con mayor claridad lo ilustrado en la **Figura 5.10**, en el sentido que en la dirección L-T las tasas de FCG son más bajas que en L-S hasta un cierto valor de ΔK ; en el caso del R370CrHT esto sucede por encima de los $21\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$.

Figura 5.12. Comparación de FCG para varios aceros en la orientación, a) L-S y b) L-T.

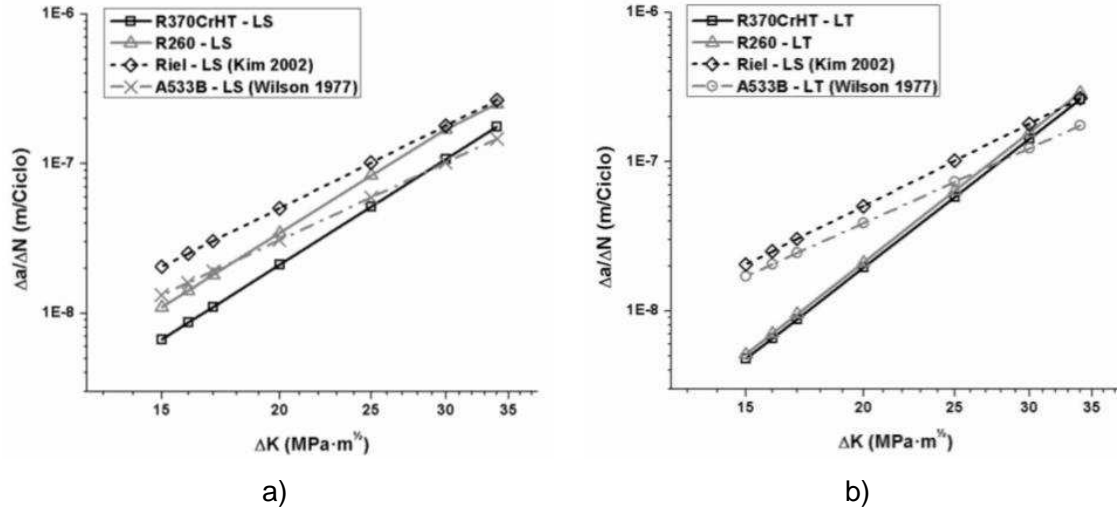


Tabla 5.4. Δa calculado para varios aceros.

ΔK	Δa calculado para 100000 ciclos (mm)						
	R370CrHT		R260		Riel (Kim 2002)	A533B (Wilson 1977)	
	LS	LT	LS	LT	LS	LS	LT
15	0.669	0.477	1.097	0.512	2.049	1.325	1.713
16	0.866	0.654	1.418	0.704	2.508	1.602	2.058
17	1.104	0.880	1.805	0.950	3.033	1.915	2.445
20	2.114	1.952	3.445	2.122	5.046	3.088	3.879
25	5.159	5.828	8.369	6.391	10.149	5.951	7.310
30	10.694	14.242	16.954	15.732	17.964	10.171	12.268

Si calculamos la diferencia en el FCG entre los aceros R260 y R370CrHT para la misma orientación (Tabla 5.3), tendríamos que:

$$\% = \frac{(FCG_{R260} - FCG_{R370})}{FCG_{R260}} \times 100$$

Tabla 5.5. Diferencia en el FCG para las mismas orientaciones.

ΔK	% de diferencia en FCG (R260 y R370CrHT)		
	L-S	L-T	Promedio
15	38.99	6.90	21.66
16	38.91	7.14	21.85
17	38.84	7.37	22.03
20	38.64	7.98	22.51
25	38.36	8.80	23.17
30	36.93	9.47	23.70

Aunque Kim y Kim (2002) evaluaron un acero muy similar al R260, para medir la longitud de grieta por fatiga usaron procesamiento digital de imágenes bajo iluminación por luz estroboscópica. Usar métodos ópticos para medir longitud de grieta no es muy confiable, y mucho menos en estos aceros perlíticos que son tan rígidos, si se observa la **Figura 5.12a** las diferencias entre el acero usado en sus experimentos y el R260 son muy amplias al principio, pero al final son prácticamente imperceptibles. Esto es porque al principio la deformación que sufre el acero es muy baja y la grieta no se abre lo suficiente como para medir de manera precisa su tamaño, en cambio al final la deformación es alta y se puede observar la totalidad de la grieta. Además, en etapas tempranas la grieta se ve más influenciada por efectos de borde, como se aprecia en la **Figura 5.13c** donde la franja oscura, fruto de la oxidación de la muestra, indica que en los lados la longitud de la grieta es inferior a la medida en el centro.

La razón por la que ambos materiales (R260 y R370CrHT) presentan un FCG inferior al del acero ferrítico para $\Delta K < 25\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ puede residir en que ambos poseen una microestructura perlítica, laminas intercaladas de ferrita y cementita. Al tener mayor cantidad de intercaras, la energía necesaria para separarlas es más alta, por esta misma razón el R370CrHT presenta menor FCG que el R260, ya que posee una microestructura más fina, y aunque ambos sean perlíticos este tiene mayor cantidad de intercaras en la misma área.

Al producirse una deformación plástica alta (ΔK altos) dicha deformación se presenta principalmente en la ferrita que es la fase metálica dúctil, en cambio la cementita que es

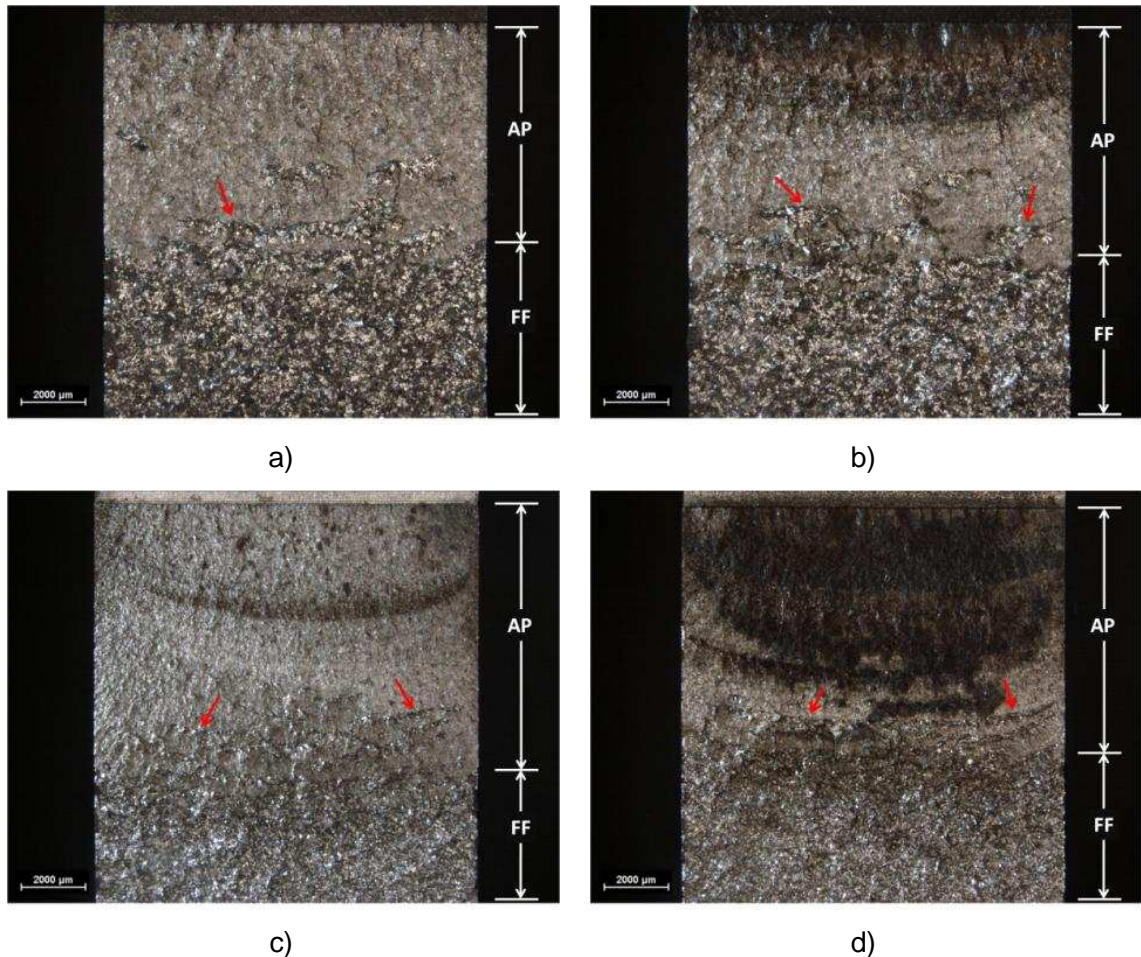
la fase cerámica frágil se fractura; estas fracturas de la fase frágil no solo aumentan la velocidad de crecimiento de grietas, ya que la grieta avanzaría de manera abrupta una longitud equivalente al espesor de las láminas de cementita, sino que además al estar las dos fases unidas podrían hacer que la ferrita sea aún más propensa a un comportamiento de fractura frágil.

5.2.2 Fractografía

Después de fatigadas las probetas se reventaron para observar las superficies de fractura. En la **Figura 5.13** se muestran las superficies de fractura de ambos aceros, en la zona superior se encuentra la zona de avance progresivo por fatiga (AP) y en la zona inferior está la fractura final (FF). Al comparar macroscópicamente las orientaciones del plano de grieta para ambos aceros no se observa ninguna diferencia entre la orientación L-S y la L-T; pero si se aprecia como en el acero R260, **Figura 5.13a** y b, las marcas de avance de grieta por fatiga son más grandes que en el R370CrHT, **Figura 5.13c** y d. De igual forma en la zona de fractura final se ven superficies brillantes que reflejan la luz, estas corresponden a fractura por clivaje y son mayores en el R260 debido a que este posee un mayor tamaño de colonias, como se mostró en la **Figura 5.2**.

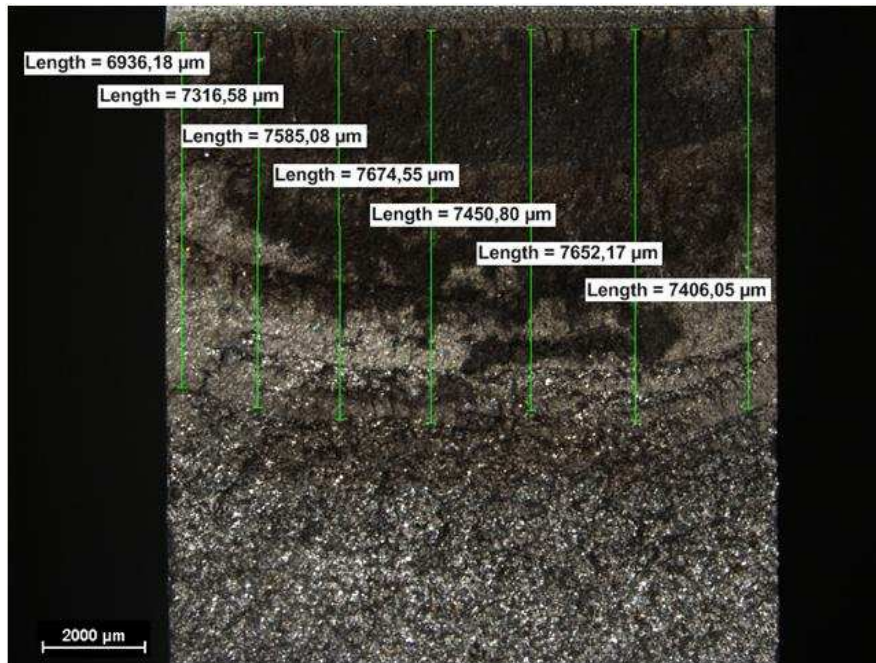
Antes de alcanzar el K_{IC} , en ambos aceros se observan unas pequeñas zonas que fallaron por clivaje cuando el factor de intensidad de esfuerzos máximo (K_{max}) superó un valor entre 34 y 36MPa \sqrt{m} . Estas zonas no abarcan el ancho total de la probeta, sino que se presentan de manera aislada, lo cual se debe a que la distribución de esfuerzos no es homogénea, por lo que presentan una morfología de falla igual a la de la fractura final. Estas zonas en el R260 son más amplias debido a que al momento de la falla ocurre decohesión entre colonias, y como el tamaño de las colonias es mayor en el R260 se tiene menor energía de cohesión en comparación con el R370CrHT.

Figura 5.13. 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} .



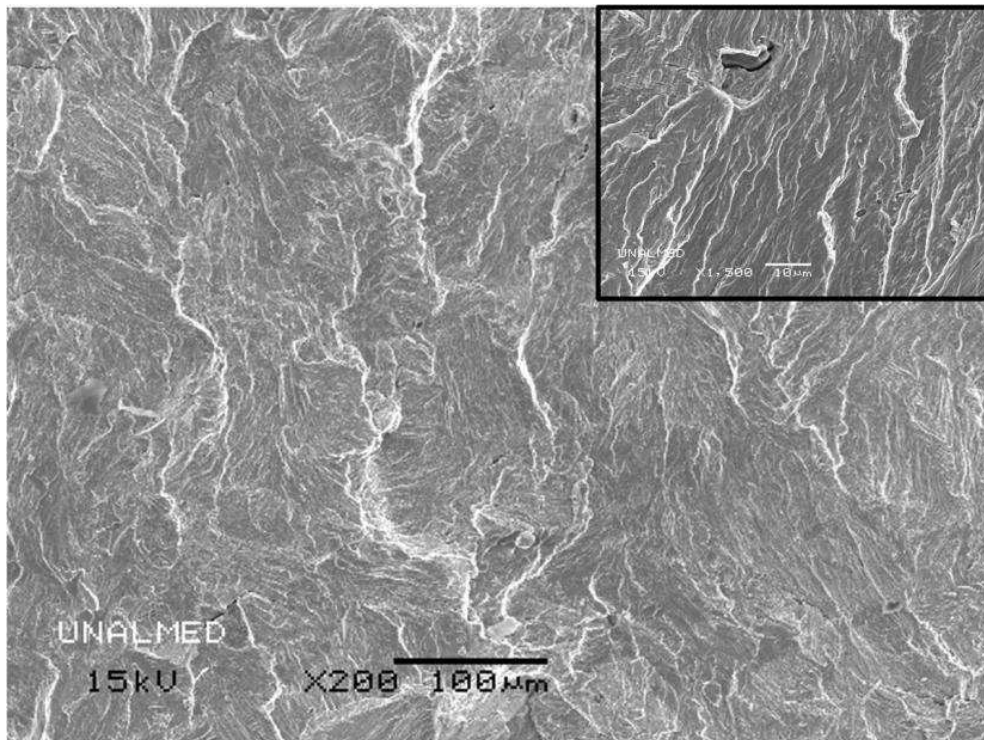
Todas las probetas exhibieron un frente de crecimiento de grieta plano, lo cual es otra muestra de que se está cumpliendo con un estado de deformación plana. En la **Figura 5.14** se midió la distancia de avance por fatiga del frente de grieta, y las diferencias fueron inferiores a los 0.5 mm; según la norma ASTM E1290-08 para ensayos de CTOD la diferencia entre el máximo y el mínimo valor de 9 mediciones de longitud de grieta no debe exceder 0.10 el tamaño de grieta original (a_0), para un $a_0=12.8$ mm se aceptarían diferencias de hasta 1.28 mm.

Figura 5.14. Longitudes de grieta en una probeta SE(B) fatigada de un acero R370CrHT.

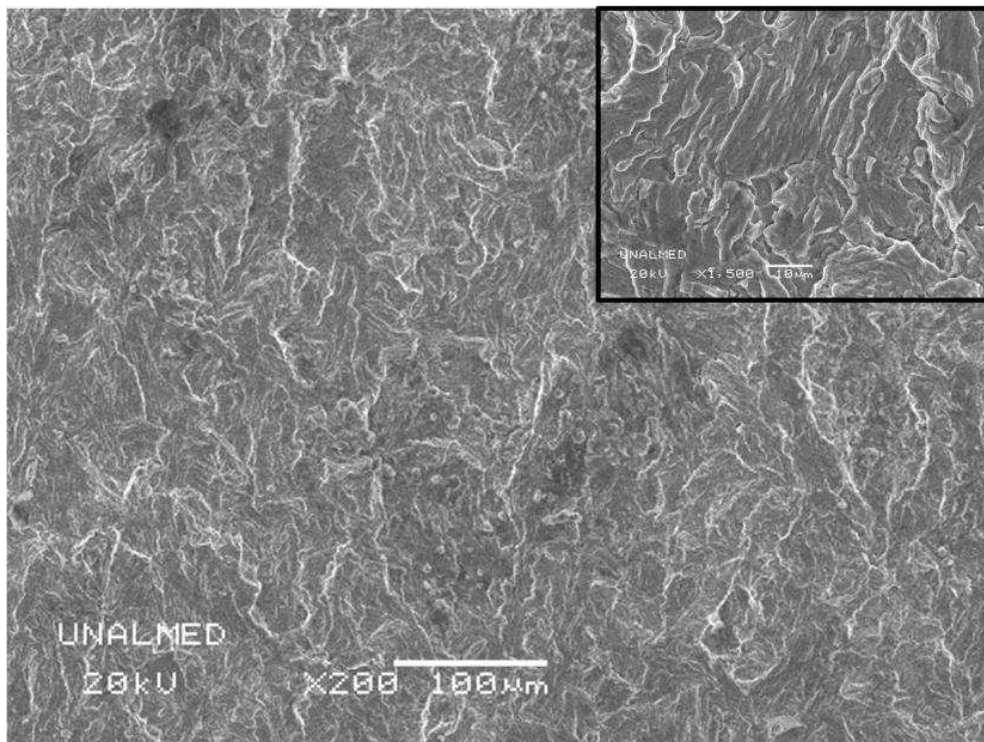


En la **Figura 5.15** se muestran imágenes de SEM de las zonas de avance por fatiga. En ninguno de los dos aceros se observan hoyuelos (*dimples*) u otras señales asociadas a una falla dúctil, por el contrario las superficies tienen un aspecto plano y escalonado, que es una característica de fractura frágil. La **Figura 5.15a** corresponde al acero R260, en este se observan menos bifurcaciones durante el avance de la grieta que en el acero R370CrHT (**Figura 5.15b**), este comportamiento se asocia al tamaño de las colonias de perlita que son más grandes en el R260, por lo que la grieta avanza más antes de encontrarse con otra colonia y cambiar de dirección. En todas las muestras de R260 se observaron continuamente inclusiones, como en el acercamiento de la parte superior derecha de la **Figura 5.15a**; al hacer microanálisis químico por EDX se detectó que dichas inclusiones son del tipo Sulfuro de Manganeso, como se muestra en la **Figura 5.16**.

Figura 5.15. Superficies de fatiga de a) R260 (L-T) y b) R370CrHT (L-T).

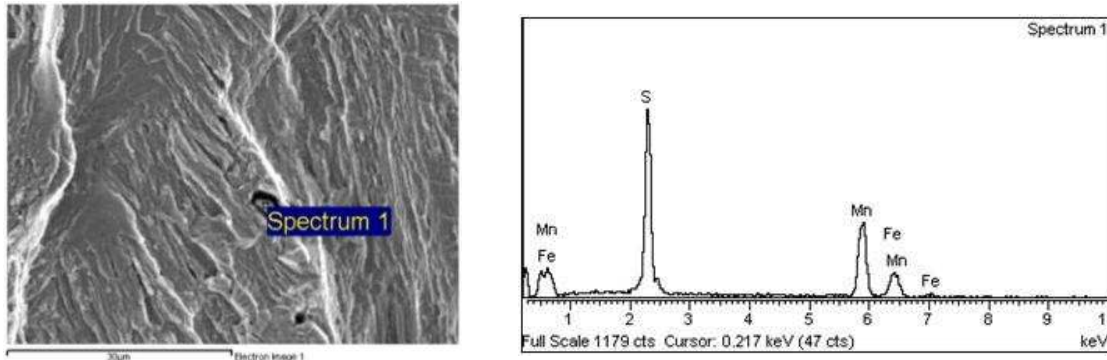


a)



b)

Figura 5.16. Composición química y espectro de EDX de las inclusiones del R260.

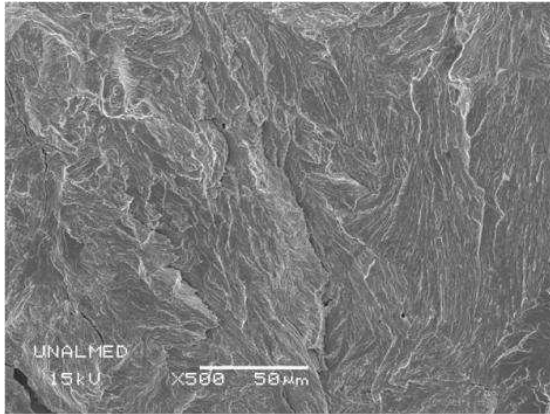


Elemento	Peso%	Atómico%
S	28.76	40.98
Mn	54.42	45.26
Fe	16.82	13.76
Total	100.00	

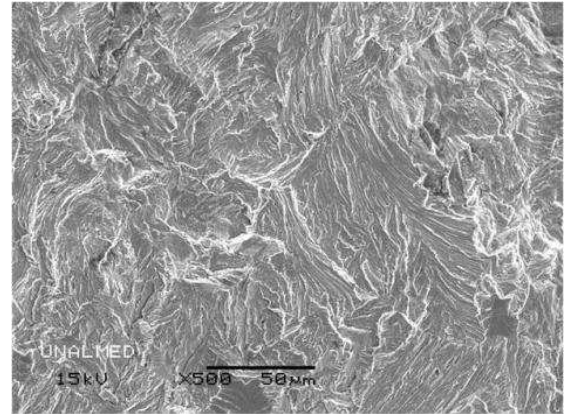
Al observar la superficie de fractura de ambos aceros a 500X, **Figura 5.17**, no se observa mayor diferencia ni entre ellos ni entre las orientaciones L-S y L-T. La única diferencia es la presencia de más bifurcaciones en las muestras del R370CrHT como se había mencionado anteriormente. El hecho de que no se percibe diferencia en la zona de avance por fatiga al observarla a estos aumentos se debe a la escala de los factores microestructurales que influyen el FCG, pues el espaciamiento interlaminar es del orden de los 40nm, como se mostró en la **Tabla 5.1**.

Al observar las superficies a mayores aumentos, **Figura 5.18**, se empieza a ver que en el acero R260 hay superficies planas y escalonadas claramente diferenciadas, esta morfología es típica de fallas frágiles por clivaje. En el R370CrHT también es posible identificar estas características pero dado que la microestructura es más fina los planos de clivaje no se observan de manera tan notoria.

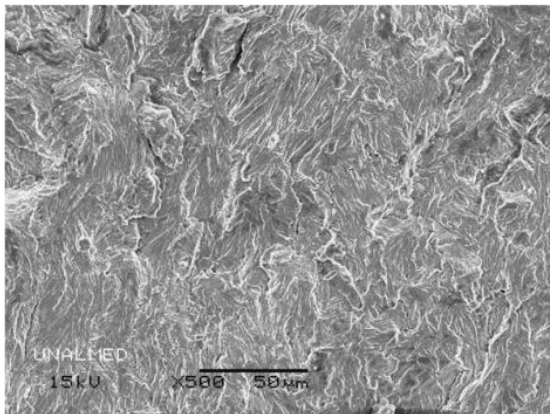
Figura 5.17. Superficies de fatiga a 500X del acero R260 a) L-S, b) L-T y R370CrHT c) L-S, d) L-T.



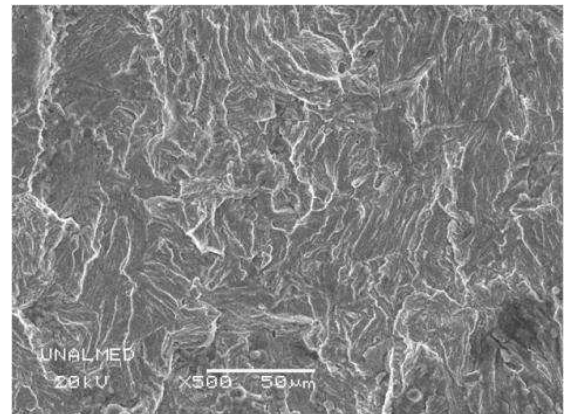
a)



b)

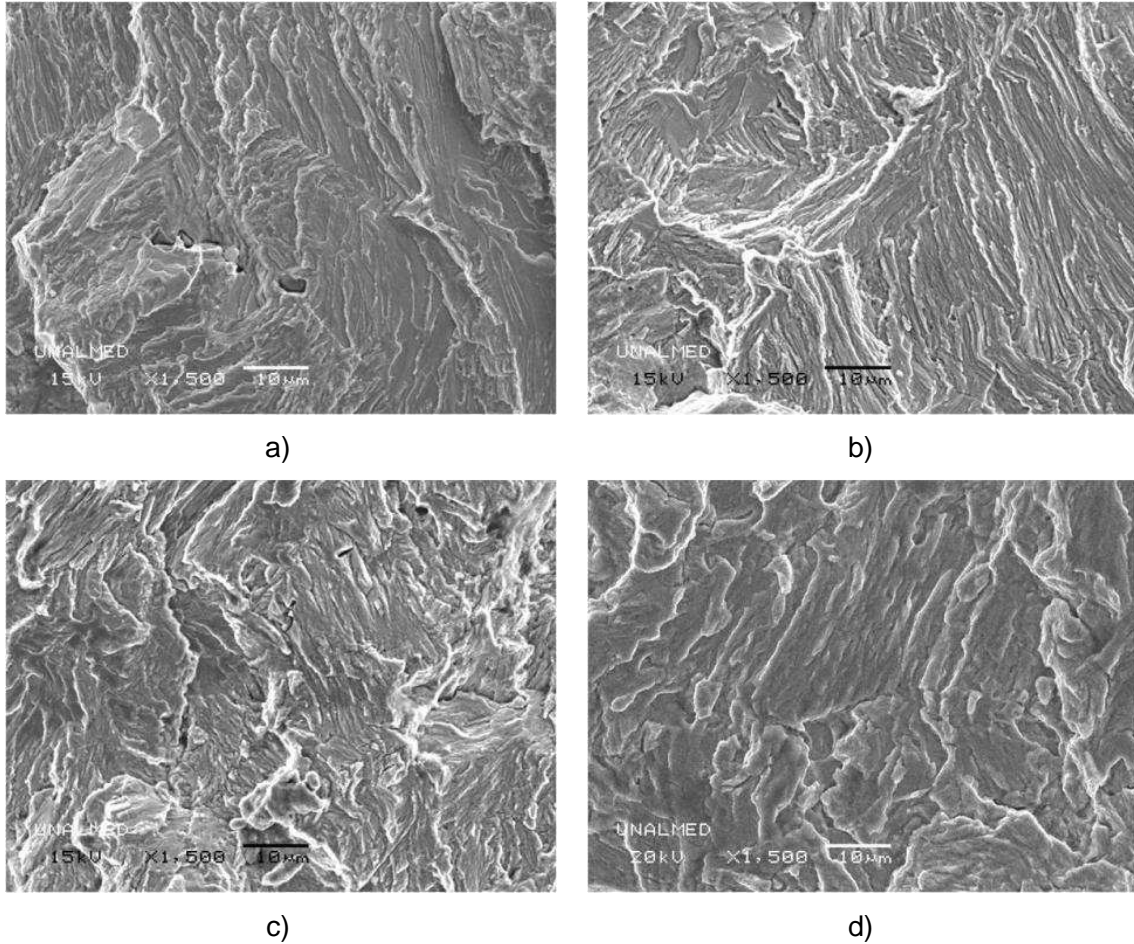


c)



d)

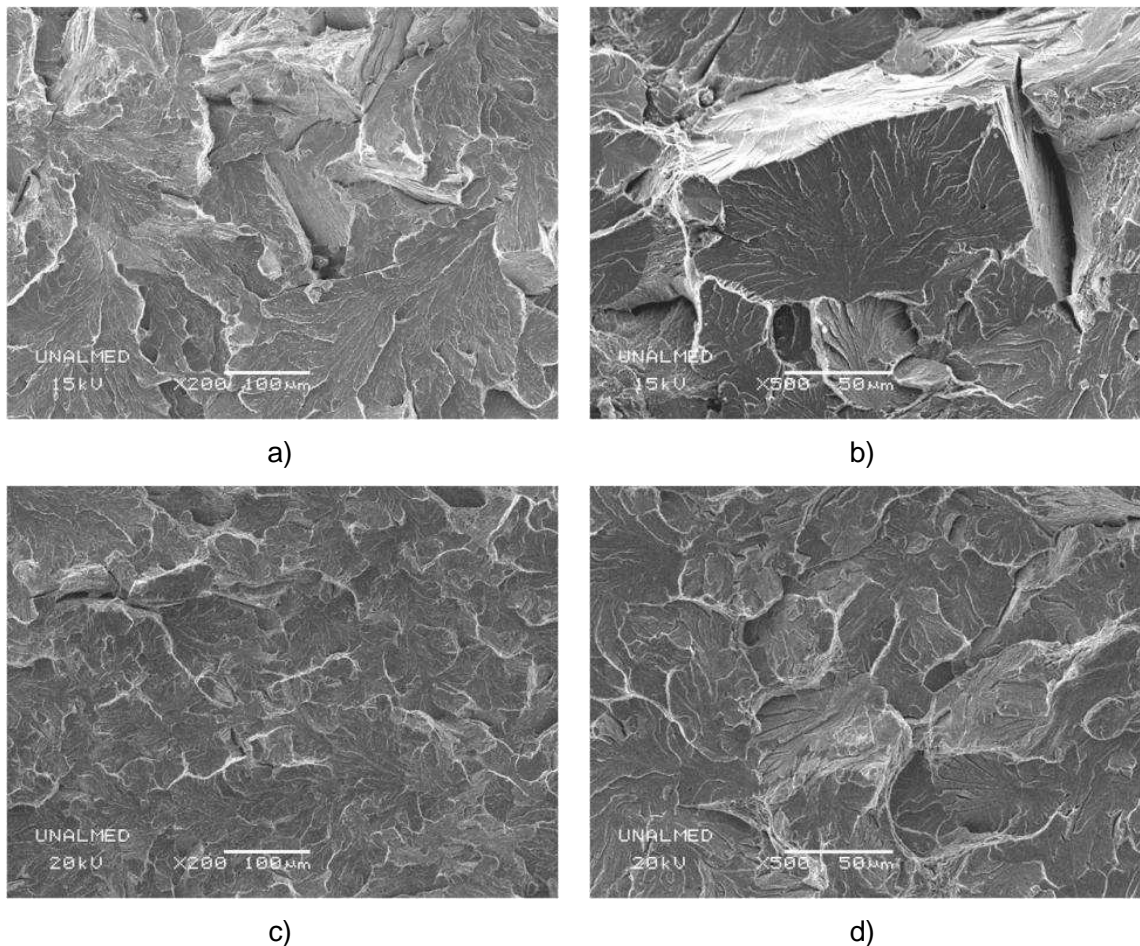
Figura 5.18. Superficies de fatiga a 1500X del acero R260 a) L-S, b) L-T y R370CrHT c) L-S, d) L-T.



En la parte de las probetas donde se encuentra la fractura final se ve una superficie facetada en ambos aceros, el efecto de la sobrecarga muestra mucho más claro el comportamiento frágil de estos aceros y maximiza el clivaje. En estos aceros completamente perlíticos, una forma adecuada de llamar el tipo de fractura de la **Figura 5.19** no es trans-cristalina sino trans-colonia, ya que la grieta avanza en el interior de las colonias atravesando los cristales diferentes de las láminas de ferrita y cementita. Cada una de las caras (facetas) expuestas en la superficie de falla corresponde a una orientación cristalográfica de las láminas de perlita y como la ferrita dentro de la perlita guarda relaciones cristalográficas con la austenita primaria se puede decir que el tamaño de las facetas está relacionado con el tamaño del antiguo grano austenítico, ya que

granos de austenita más grande producirían colonias de perlita con relaciones cristalográficas muy similares y por ende la grieta por clivaje se propagaría a través de éstas generando a su vez facetas más grandes. En conclusión, el R260 además de tener un tamaño de colonia de perlita mayor también posee un antiguo grano de austenita más grande (**Figura 5.19a** y **b**), Lewandowski y Thompson (1986) documentaron este comportamiento al hallar que aceros perlíticos con igual tamaño de grano austenítico y diferente tamaño de colonias de perlita exhibían un tamaño de facetas por clivaje similar [56].

Figura 5.19. Falla final por impacto, a) y b) R260 y c) y d) R370CrHT.



Park y Bernstein (1979) realizaron patrones de difracción en TEM de muchas láminas de ferrita dentro de diferentes colonias de perlita y encontraron que la ferrita está orientada cristalográficamente con relación al grano de austenita primario, la orientación en las

familias de planos $\{100\}$ difería en menos de 10° en la mayoría de los casos [57]; en otras microestructuras a esto se le conoce como límite de grano de bajo ángulo pero como la perlita es un microconstituyente y cada lámina de ferrita tiene adyacentes 2 láminas de cementita es más conveniente indicar que existe un límite de bajo ángulo entre las láminas de ferrita. Al existir tan poca diferencia entre la orientación cristalográfica de varias colonias que provienen del mismo grano madre de austenita, una grieta que avanza por clivaje es capaz de atravesar varias colonias con bajo consumo de energía, es por esto que el comportamiento de la falla es como si la grieta estuviera avanzando en una única estructura cubica (austenita, FCC) y no en dos estructuras diferentes (ferrita, BCC y cementita, ortorrómbica). En la **Figura 5.19** se aprecian claramente tres superficies de falla por clivaje con una diferencia de 90° entre sí, este tipo de falla es característico de los sistemas cúbicos, y en este caso se puede asegurar que está asociado a la familia de planos $\{100\}$ de la ferrita al interior de la perlita ya que ningún otra familia en este cristal presenta 90° entre tres planos, por ejemplo la $\{110\}$ tiene 90° y 60° . Lo anterior prueba la hipótesis de Park y Bernstein (1979) que indicaban que las fallas por clivaje en los aceros perlíticos avanzaban por la familia $\{100\}$ al guardar orientaciones cristalográficas similares.

Se podría pensar que si se llega a tener una textura preferencialmente orientada en los planos $\{100\}$ de la ferrita y ésta coincide con el plano de crecimiento de grieta en dicha dirección la tenacidad a la fractura será menor. Esto es similar a lo estudiado por Wetscher *et al.* (2007) [32] y Hohenwarter *et al.* (2011) [33], como se mostró anteriormente en el estado del arte hay variaciones muy significativas en la tenacidad a la fractura dependiendo de la orientación de la microestructura deformada y el plano de propagación de la grieta.

Las diferencias en el FCG entre ambos aceros se deben a la diferencia entre el espaciamiento interlaminar y el tamaño de grano de la austenita primaria, siendo más importante el primero ya que en esta etapa la grieta avanza más lento y para propagarse la misma distancia tendría que enfrentarse a una mayor cantidad de intercaras. Por otro lado, el tamaño de grano de austenita primaria es el responsable de que el R370CrHT presente una tenacidad a la fractura ligeramente superior.

El hecho de que las orientaciones L-S y L-T, es decir un corte transversal (S-T), tienen un mismo tamaño y morfología de grano, explica el por qué el crecimiento de grieta es similar al acercarse al K_{IC} . En conclusión, en ΔK bajos el crecimiento de grieta es controlado por el espaciamiento interlaminar y el tamaño de las colonias de perlita, mientras que en ΔK altos el factor más influyente es el tamaño de granos de austenita primaria.

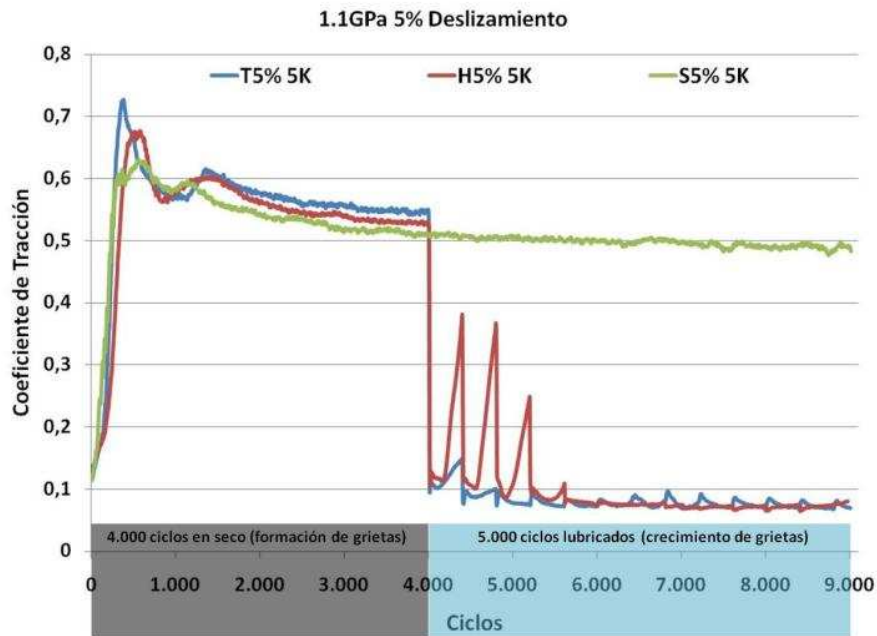
5.3 ENSAYOS TRIBOLÓGICOS DE MODIFICADORES DE FRICCIÓN

La nomenclatura usada para referirse a los ensayos tribológicos tiene la primera letra del lubricante (T para tribolub, H para HLK y S para seco), seguida del porcentaje de deslizamiento y el número de ciclos lubricados, ejemplo: tribolub 1.1GPa, 5% deslizamiento y 10000 ciclos lubricados, sería "T5% 10K".

5.3.1 Ensayos Disco-Disco: Efecto del Modificador de Fricción en la RCF

En la **Figura 5.20** se muestra el coeficiente de tracción (COT) durante ensayos de desgaste en la MDDv2, usando probetas de riel R370CrHT contra una rueda ER8. Se puede apreciar como al aplicar los modificadores de fricción el COT cae desde ≈ 0.52 hasta ≈ 0.10 ; después de la primera aplicación el COT empieza a incrementarse nuevamente porque el lubricante es retirado de la zona de contacto. Este fenómeno se puede caracterizar mediante la medida de la "retentividad", que es el número de ciclos necesarios para alcanzar nuevamente el COT equivalente a una condición seca después de haber aplicado un modificador de fricción. Ninguno de los dos modificadores permite alcanzar nuevamente el COT de la condición seca, pero es claro que el HLK necesita de más de cuatro aplicaciones para mantener un COT estable, mientras que el tribolub sólo necesitó de 2 aplicaciones, esto quiere decir que con una menor cantidad de tribolub se puede alcanzar una condición de trabajo estable.

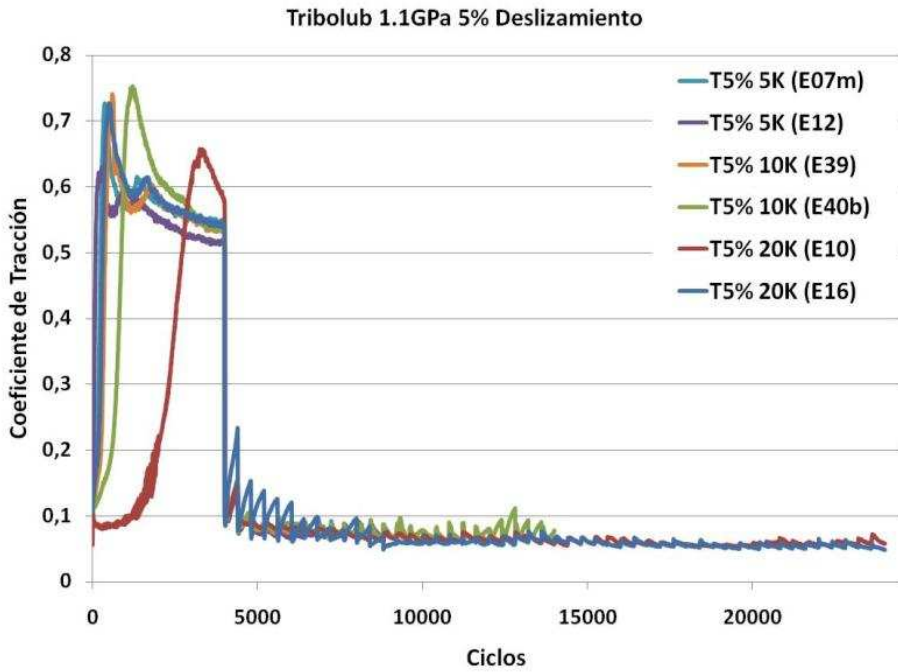
Figura 5.20. Coeficiente de tracción durante ensayos tribológicos tipo Disco-Disco a 5000 ciclos.



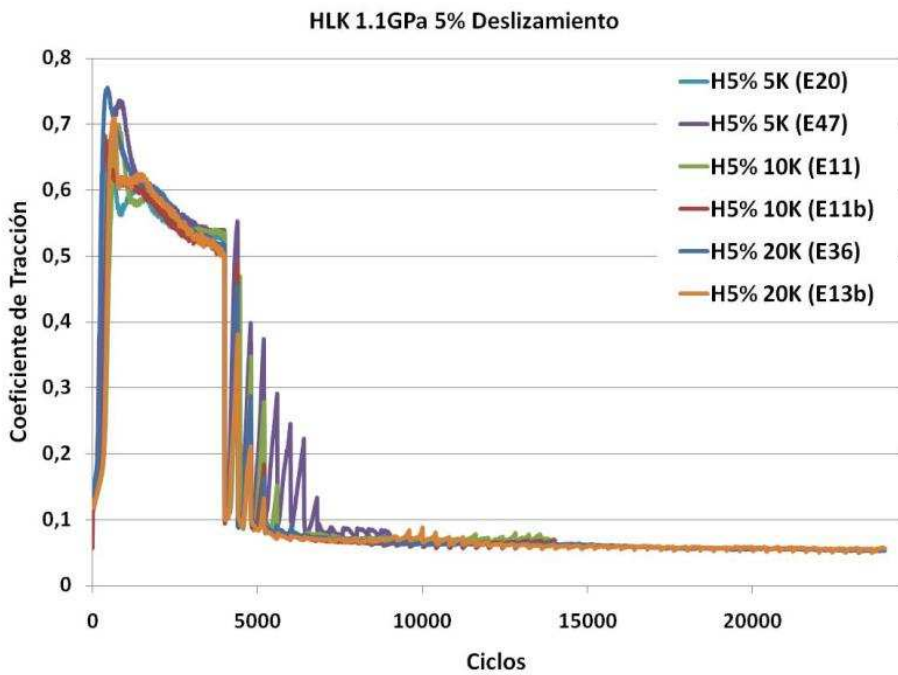
Se puede apreciar en la primera etapa de la **Figura 5.20** como el COT se incrementa hasta un valor de ≈ 0.70 y después cae por debajo de 0.60, esto se ocurre por la formación de una capa de óxido debido a altas temperaturas en la zona de contacto, estas altas temperaturas se asocian a las elevadas fuerzas tangenciales y presiones de contacto.

A continuación, en la **Figura 5.21**, se muestran todas las curvas de COT en todos los ciclajes y las tres condiciones de lubricación para 1.1GPa y 5% de deslizamiento. Tanto para el tribolub como para el HLK (**Figura 5.21a** y **b**), se percibe una leve diferencia entre el COT a los 5000 ciclos que es cuando se comienza a lubricar y a los 24000 ciclos, que es la duración de los ensayos más largos; se comienza con un COT de 0.10 y se termina con 0.06. Para disminuir el COT desde 0.10 hasta 0.07, que es el valor promedio, toma aproximadamente 1.000 ciclos en el tribolub y 3000 en el HLK, esto está ligado al mismo efecto de la retentividad discutido arriba.

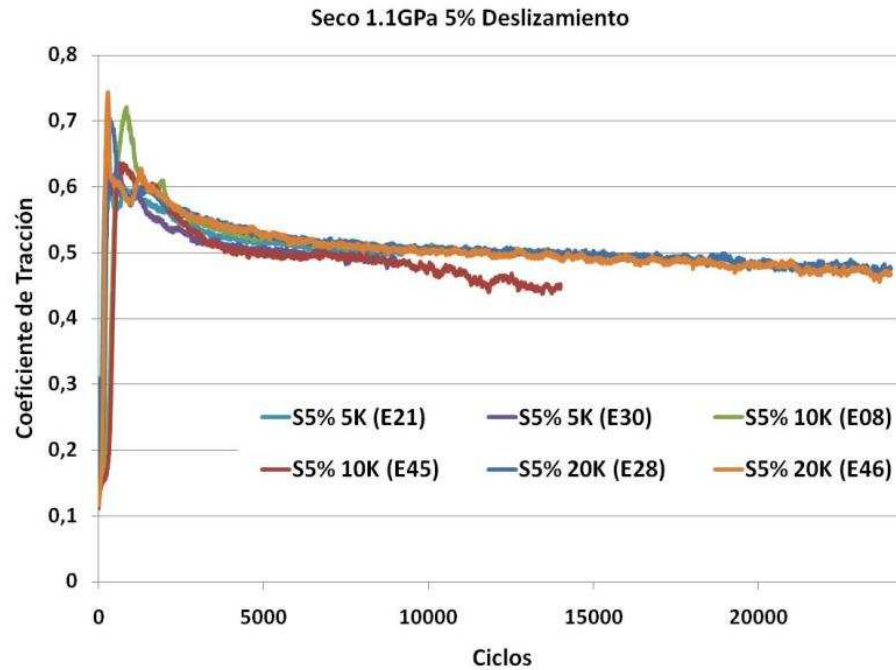
Figura 5.21. Curvas de coeficiente de tracción para 1.1GPa y 5% de deslizamiento después de 9000, 14000 y 24000 ciclos, a) tribolub, b) HLK y c) seco.



a)



b)



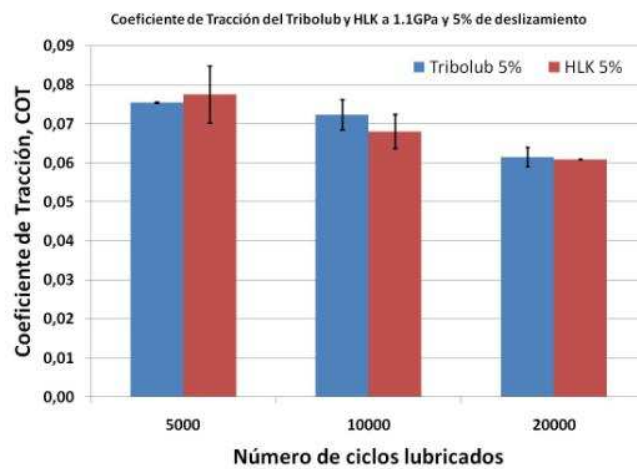
c)

Para que el cálculo del COT no se vea afectado por la retentividad de los diferentes modificadores, el COT se promedió a partir de los 6600 ciclos y se muestra en la **Tabla 5.6**. Se ve una diferencia entre las muestras sometidas a 0% y 5% de deslizamiento: las de 5% son muy similares entre sí, el COT disminuye levemente al aumentar la duración del ensayo y tienen una desviación estándar baja, mientras que las de 0% no reflejan ninguna tendencia, tienen desviaciones estándar de un orden de magnitud mayor e incluso algunos presentan un COT negativo, lo cual no debería ser posible ya que la probeta de rueda siempre estaba 1 ó 2 RPM por encima del riel.

Tabla 5.6. Valores de coeficiente de tracción para todas las condiciones ensayadas.

Modificador de Fricción	Presión y % de Deslizamiento	Ciclaje con MF	Coeficiente de Tracción (CT)	
Tribolub	0.8GPa y 0%	5000	-0.007 ± 0.015	
		10000	-0.018 ± 0.019	-0.008 ± 0.017
		20000	0.002 ± 0.021	
	1.1GPa y 5%	5000	0.075 ± 0.001	
		10000	0.072 ± 0.004	0.070 ± 0.007
		20000	0.062 ± 0.002	
HLK	0.8GPa y 0%	5000	0.003 ± 0.010	
		10000	0.003 ± 0.007	0.0066 ± 0.008
		20000	0.017 ± 0.008	
	1.1GPa y 5%	5000	0.077 ± 0.007	
		10000	0.068 ± 0.004	0.069 ± 0.008
		20000	0.061 ± 0.001	
Seco	0.8GPa y 0%	5000	0.061 ± 0.007	
		10000	-0.007 ± 0.037	0.014 ± 0.053
		20000	-0.024 ± 0.058	
	1.1GPa y 5%	5000	0.498 ± 0.008	
		10000	0.489 ± 0.024	0.493 ± 0.012
		20000	0.493 ± 0.003	

Figura 5.22. Coeficiente de tracción promedio del Tribolub y HLK durante los ensayos lubricados con 1.1GPa y 5% de deslizamiento.

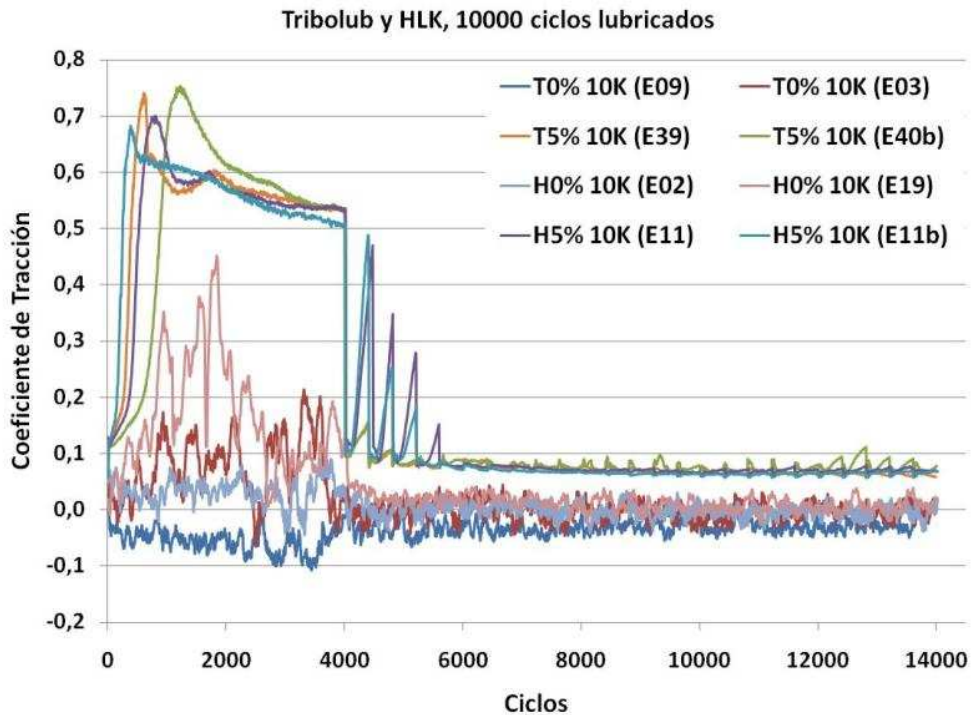


En la **Figura 5.22** se compara el COT de las muestras lubricadas con tribolub y HLK, se puede apreciar que ambos modificadores de fricción presentan COT similares, aunque son un poco mayores en el tribolub y se logra con una cantidad menor de lubricante. Tanto para 10000 como para 20000 ciclos el COT del tribolub está por encima del COT de HLK; solo a los 5000 ciclos presenta un COT más bajo pero esto se debe a que el tribolub aplicado contenía una mayor cantidad de aceite base comparado con el HLK.

La disminución del COT en las muestras ensayadas a 5% conforme aumenta la duración del ensayo no se debe a ningún efecto de los modificadores de fricción, como se dijo anteriormente los modificadores de fricción están diseñados para mantener el COT constante y se necesita cierta cantidad para mantener el COT estable en un cierto valor pero una vez se alcanza dicho valor no baja aunque se aumente la cantidad de modificador de fricción utilizado. Esta disminución del COT con el tiempo solo está asociada con ruido electromagnético del sistema variador y motor de la rueda, que es el motor donde está acoplado el torquímetro, en el ANEXO A1 se muestra dicho comportamiento.

En la **Figura 5.23** se ve como las muestras ensayadas a 0% de deslizamiento nunca se estabilizan, ni después de haberse aplicado el modificador de fricción. Si se observa detenidamente una de las curvas a 0% de deslizamiento se ve como el COT se incrementa, después empieza a disminuir y de nuevo se vuelve a incrementar, dicho comportamiento errático se presenta incluso en los primeros ciclos en seco así que no se debe a la presencia del lubricante sino a las características dinámicas propias de la MDDv2 que sólo se hacen importantes en 0% de deslizamiento.

Figura 5.23. Curvas de coeficiente de tracción para tribolub y HLK a 0% y 5% de deslizamiento por 14000 ciclos.



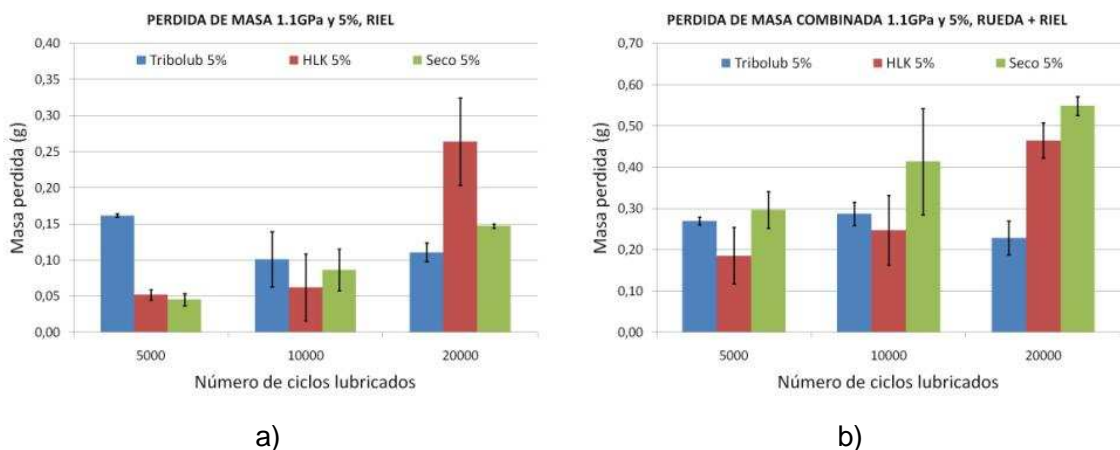
El error en estos sistemas de control al medir las RPM de los motores es de un 1%, es decir que a 400 RPM se tiene un error de 4 RPM; este error es mayor que la diferencia promedio de revoluciones entre los dos motores en esta condición de ensayo (2 RPM) así que aunque el sistema indique 400RPM ese error provoca que en realidad la rueda sí pueda estar por debajo de las revoluciones del riel. Por otro lado en el ensayo a 5% de deslizamiento, aunque exista dicho error la rueda siempre desliza sobre el riel y esto hace que el COT permanezca constante. Esto explica la diferencia en el comportamiento del COT a 0% y 5%.

5.3.2 Pérdidas de Masa

En la **Figura 5.24** se muestran las pérdidas de masa después de los ensayos tribológicos a 1.1GPa y 5% de deslizamiento, se puede observar la tendencia a incrementarse la masa perdida conforme aumentan los ciclos para las muestras con HLK y en seco; pero

con las de Tribolub no hay tendencia y el comportamiento es atípico mostrando una mayor pérdida de masa a 9000 que a 24000 ciclos, lo cual es ilógico ya que los ensayos de 24000 ciclos ya pasaron por las etapas de desgaste de 9000 ciclos por lo que no pueden recuperar o generar masa que ya perdieron.

Figura 5.24. 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.



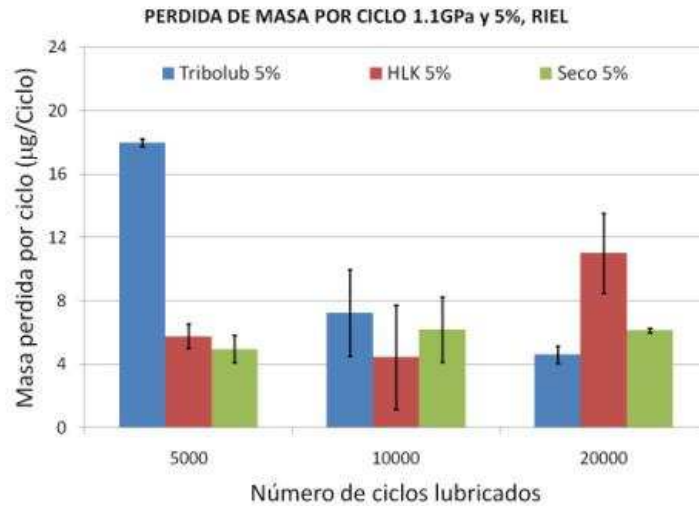
Para poder entender lo que estaba sucediendo con las muestras ensayadas con tribolub se realizó una réplica más para cada condición de ciclaje, los resultados seguían siendo contradictorios pero se observó como para los ensayos de menor duración los pinceles quedaban impregnados con mayor cantidad de aceite base. En este punto se hace necesario contextualizar acerca del comportamiento del tribolub: como este es un modificador desarrollado internamente en el laboratorio no tiene un proceso de fabricación estándar y la formulación que se utilizó para los ensayos presentó cierto grado de separación en sus diferentes fases o componentes, manifestado a través de la precipitación de las partículas de metales suaves (por su mayor densidad). Además, experimentó una reducción de viscosidad pocos segundos después de agitarse para intentar homogeneizarlo, probablemente porque los espesantes y lubricantes sólidos también se separan en alguna medida del aceite base.

Entendido lo anterior, es importante hacer énfasis en que cada ensayo con tribolub no es una réplica del anterior ya que cada aplicación no contiene las mismas propiedades del lubricante, así cuando hay mayor cantidad de aceite base se tiene menor viscosidad, es

más fácil para el modificador ingresar en las grietas y se incrementa el crecimiento de grietas asistido por fluido atrapado. Por otro lado si se tiene mayor proporción de partículas de lubricante sólido y metales suaves hay mayor viscosidad, lo que hace que crezcan menos las grietas y las probetas pierdan menos masa. Si se analizan la **Figura 5.22** y **Figura 5.24a**, el tribolub a los 5000 ciclos tiene un COT más bajo y presenta pérdidas de masa muy altas, lo cual confirma que la cantidad de aceite base durante estos ensayos fue mayor. Debido a las anisotropías presentadas por el tribolub, para las discusiones de pérdida de masa subsiguientes sólo se tomarán los ensayos con HLK y en seco.

Al dividir la masa perdida por el número de ciclos de cada ensayo (seco + lubricado) obtenemos la pérdida de masa por cada ciclo; como es tan baja no se presenta en gramos sino en microgramos por cada ciclo. Al observar la Figura 5.25 se puede notar como para los ensayos en seco se tiene prácticamente la misma pérdida de masa por ciclo, en cambio para el HLK se tiene una tasa de pérdida de masa similar para los 9000 y 14000 ciclos, pero entre 14000 y 24000 ciclos ocurre algo que dispara la pérdida de masa; a los 14000 ciclos con HLK se han perdido ≈ 0.06 g y a los 24000 ≈ 0.26 g así que en 10000 ciclos se pierden ≈ 0.20 g, lo cual lleva a una pérdida por ciclo de $20 \mu\text{g/ciclos}$. Más adelante, cuando se analicen los mecanismos de desgaste, se discutirá en detalle este resultado.

Figura 5.25. Pérdidas de masa por ciclo después de los ensayos tribológicos a 1.1GPa y 5% de deslizamiento.



5.3.3 Mecanismos de Desgaste

En la **Figura 5.26** se muestran las superficies desgastadas de las probetas de rueda y de riel después de los ensayos tribológicos a 1.1GPa y 5% de deslizamiento en la MDDv2. El principal mecanismo de desgaste observado es RCF, en las probetas de riel lubricadas con los dos modificadores de fricción se observan grietas superficiales que son el símil de los *head check* encontrados en las inspecciones en campo, estas grietas se pueden percibir a simple vista después de los 10000 ciclos lubricados para ambos modificadores. En las muestras de 20000 ciclos con HLK además de las grietas se observan pequeños agujeros desde los 5000 ciclos y a los 20000 ya son de un tamaño muy considerable; a estos agujeros se les conoce como *spalling*.

A simple vista las probetas de riel lubricadas con tribolub y HLK se observan muy similares en cuestión de tamaño y morfología de las grietas pero al usar HLK las superficies presentan con un color oscuro, no se sabe si esto es debido a un proceso de oxidación por el aumento en la temperatura debido al contacto entre las probetas o por algún componente del HLK que promueva una reacción termoquímica. En las probetas de rueda sí hay diferencia, ya que las lubricadas con HLK tienen unas marcas de

abrasión que resaltan al compararlas con las de tribolub que presentan una superficie más lisa.

En los ensayos en seco, las probetas de riel aparentan no tener grietas ni ningún otro tipo de marcas de RCF, además su superficie es muy lisa y brillante; en contraste las de rueda presentan las superficies más desgastadas de todos los ensayos, desde los 9000 las superficies están llenas de marcas de abrasión (a dos cuerpos) e incluso se ve como hay zonas oscuras seguidas de unas más claras y esto se repite cíclicamente, esto es producto del deslizamiento que tiene la rueda sobre el riel que es más duro, porque al deslizar se produce mayor abrasión y la superficie que sufre este deslizamiento presenta una apariencia más brillante. Este deslizamiento cíclico se da por el funcionamiento de la máquina, ya que durante los ensayos se observó como en la parte cercana al contacto la placa que sostiene al motor de la rueda vibraba continuamente debido a que la probeta de rueda al ir más rápido intentaba rodar sobre la probeta de riel. Esto causó fuerzas verticales sobre la bancada con sus correspondientes efectos dinámicos en todos los componentes y por supuesto en las probetas.

En la **Figura 5.27** se muestran las superficies desgastadas de las probetas de rueda y de riel después de los ensayos tribológicos a 0.8GPa y 0% de deslizamiento en la MDDv2. A diferencia de las ensayadas con 5%, las probetas de riel no muestran signos de RCF cuando se usan modificadores de fricción, solo después de 24000 ciclos se empiezan a percibir unas pequeñas marcas como *spalling* pero en ningún momento se observan grietas, esto es claro ya que al no haber deslizamiento significativo las fuerzas tangenciales son bajas y las grietas crecen. Las probetas de rueda, que en los ensayos de 5% no presentaban signos de desgaste al usar modificadores de fricción, aparecen con signos de RCF desde los 9000 ciclos y en todas se observa gran cantidad de *spalling*, y este se incrementa en los ensayos en seco. Las probetas de riel en los ensayos en seco a 0% de deslizamiento, a diferencia de las de 5% que parecen lisas a la vista, muestran signos de RCF similares a los de las probetas de rueda pero con una menor intensidad. Como se explicó anteriormente ambas probetas deslizan entre sí, por lo cual es lógico que presenten el mismo tipo de desgaste, ahora como la probeta de rueda posee una menor dureza sufre un mayor desgaste.

En los ensayos a 0% de deslizamiento se comprobó como el uso de modificadores de fricción reduce el desgaste tanto de la rueda como del riel, incluso con los 4000 ciclos de prefatiga en seco el adicionar un modificador de fricción reduce los signos de desgaste hasta el punto en que después de 20000 ciclos lubricados el riel apenas se empieza a notar fatigado.

Figura 5.26. Superficies desgastadas de rueda y riel después de los ensayos tribológicos a 1.1GPa y 5% de deslizamiento.















1.1GPa - 5%	5000		10000		20000	
	Rueda (W)	Riel (R)	Rueda (W)	Riel (R)	Rueda (W)	Riel (R)
Tribolub						
HLK						
Seco						

Figura 5.27. Superficies desgastadas de rueda y riel después de los ensayos tribológicos a 0.8GPa y 0% de deslizamiento.

0.8GPa	5000		10000		20000	
	Rueda (W)	Riel (R)	Rueda (W)	Riel (R)	Rueda (W)	Riel (R)
Tribolub						
HLK						
Seco						

Al comparar las probetas a 0% y 5% de deslizamiento con modificadores de fricción se observa una gran diferencia ya que para 0% las superficies presentan una buena apariencia, en cambio para 5% se observan numerosas grietas (*head checks*); en las probetas de rueda ocurre lo contrario, se ven más desgastadas en 0% que en 5%. Esto se explica por el fenómeno de fluido atrapado reportado por Bower en 1988 [18], y que se ilustró en la **Figura 2.12**. Este fenómeno se contextualiza para el ensayo Disco-Disco en la **Figura 5.28a**, donde se ilustran esquemáticamente las fuerzas que experimentan las probetas durante el ensayo. Nótese que como la rueda gira más rápido que el riel se asume que ella es la única que presenta deslizamiento; la fuerza normal, $F.N.$, es debida a la carga normal y la fuerza tangencial, $F.T.$, es debida al deslizamiento, la fuerza resultante de estas dos actúa en la zona de contacto y es la responsable de las zonas de compresión y tracción (que se ilustran como - y + en la figura).

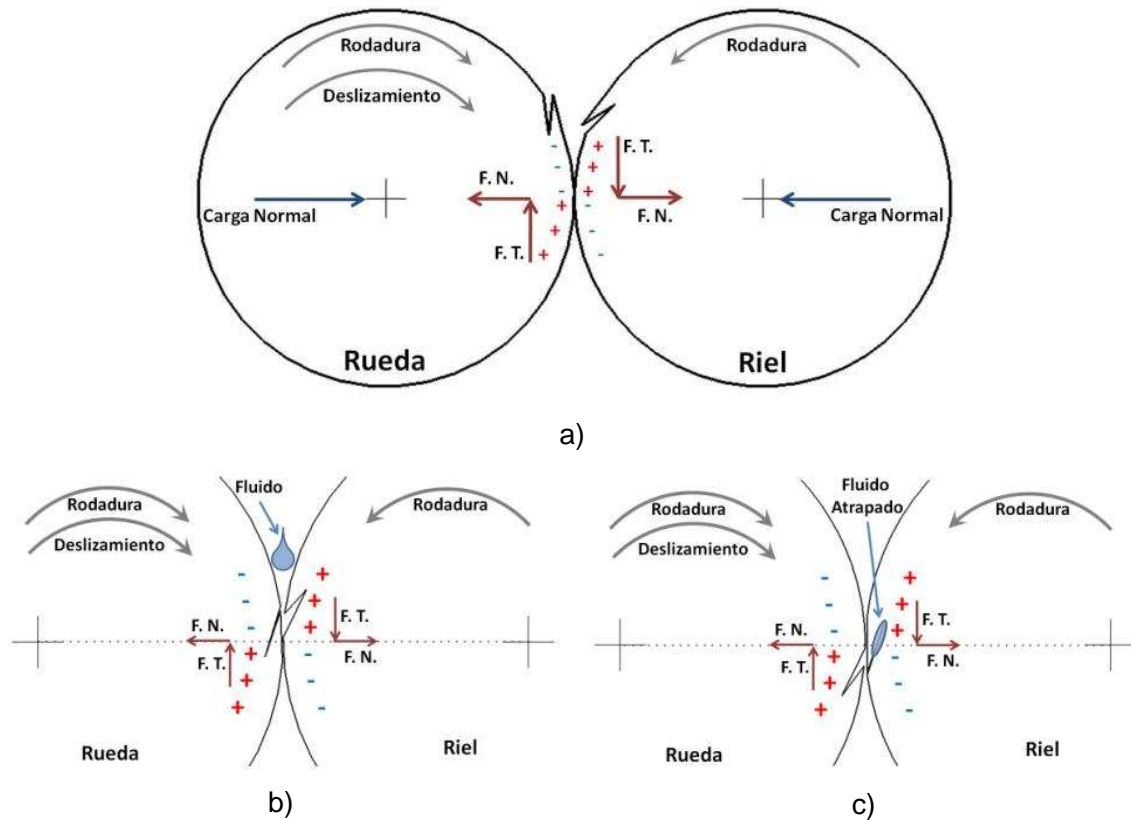
En la **Figura 5.28b** se ve como justo antes de que una grieta entre en la zona de contacto la fuerza resultante empuja la cara inferior de la grieta en el riel, abriendo la grieta, mientras que en la rueda la fuerza opuesta empuja la cara superior de la grieta al volumen del material, cerrándola. Justo después de pasar la zona de contacto ocurre lo contrario y se abre la grieta en la rueda, es por esto que crecen las grietas en seco; ahora, como la rueda además de esto está deslizando sobre el riel y tiene una menor dureza experimenta abrasión a dos cuerpos, así que el crecimiento de las grietas se ve opacado por la pérdida de material producto de la abrasión.

Al agregar un fluido al tribosistema, **Figura 5.28b**, éste ingresa a la grieta del riel que está abierta y es ayudado por la misma dinámica del sistema que tiende a presurizarlo en el interior de la grieta como se muestra en la **Figura 5.28c**, promoviendo el crecimiento de la misma. Aunque después de pasar la zona de contacto aún hay fluido y la grieta en la rueda se abre, el fluido no es empujado al interior de la grieta sino que al contrario la rotación tiende a centrifugar el fluido retirándolo de la rueda; si el líquido posee una alta capilaridad y baja viscosidad podría entrar en las grietas de la rueda, pero esto no sucede con los modificadores de fricción que son fluidos muy viscosos (comparados por ejemplo con el agua).

Al agregar un modificador de fricción, el coeficiente de fricción disminuye en comparación con la condición en seco y esto ayuda a que la rueda deslice mucho más fácil sobre el riel, así que la rueda no experimenta el efecto de rodar o “subirse” sobre el riel y por esto no se producen las marcas características del ensayo en seco. Además, al adicionar el modificador se separan las superficies y no se produce abrasión a dos cuerpos, sino que se pasa a abrasión a tres cuerpos a causa de las partículas duras que poseen los modificadores y que son las encargadas de mantener el coeficiente de fricción estable a un determinado valor, estas partículas son muy finas y producen marcas de abrasión muy pequeñas, por esto las superficies quedan con una apariencia brillante y lisa como si se les hubiera pulido.

En el caso en que no haya grietas preexistentes el fluido no tendría a donde entrar así que solo cumpliría la función de disminuir el coeficiente de fricción; es decir, la aplicación de un modificador de fricción cuando hay grietas en la superficie promueve el crecimiento de éstas y puede ser perjudicial para la vida del riel, pero si se aplica desde un principio (superficies “nuevas”) o después de haber eliminado las grietas por un procedimiento de maquinado (reperfilado en el caso de las condiciones de campo) el modificador solo disminuirá el COT. Aplicar un modificador de fricción sobre un riel que no ha sufrido fatiga aumentará su vida útil, ya que: 1) disminuye el COT, es decir las fuerzas de tracción, así que reduce la deformación superficial y la fragilización aumentando el número de ciclos necesarios para nuclear una grieta, 2) separa las superficies en contacto, por lo que se pasa de tener abrasión a dos cuerpos entre la rueda y el riel a tener abrasión a tres cuerpos, esto también ayuda a disminuir la pérdida de masa, siempre y cuando se garanticen condiciones adecuadas de acabado superficial y 3) al quedar impregnado sobre la superficie del riel lo protege de las condiciones ambientales disminuyendo la oxidación.

Figura 5.28. 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.



Después de la inspección visual las probetas de riel se llevaron al SEM para observar la evolución y morfología de las grietas, como sólo en 5% de deslizamiento se tuvo un comportamiento estable y que simula las condiciones de operación real las probetas de 0% no fueron inspeccionadas por este método. En la **Figura 5.29**, **Figura 5.30** y **Figura 5.31** las imágenes de la izquierda (a, c y e) corresponden a una vista tangente a la superficie para apreciar mejor las grietas y la otras (b, d y f) corresponden a una vista normal; el acercamiento en la vista tangencial es de 200X y la barra es de 100 μ m, y el de la vista normal es de 1000X y su barra es de 10 μ m.

Figura 5.29. 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.

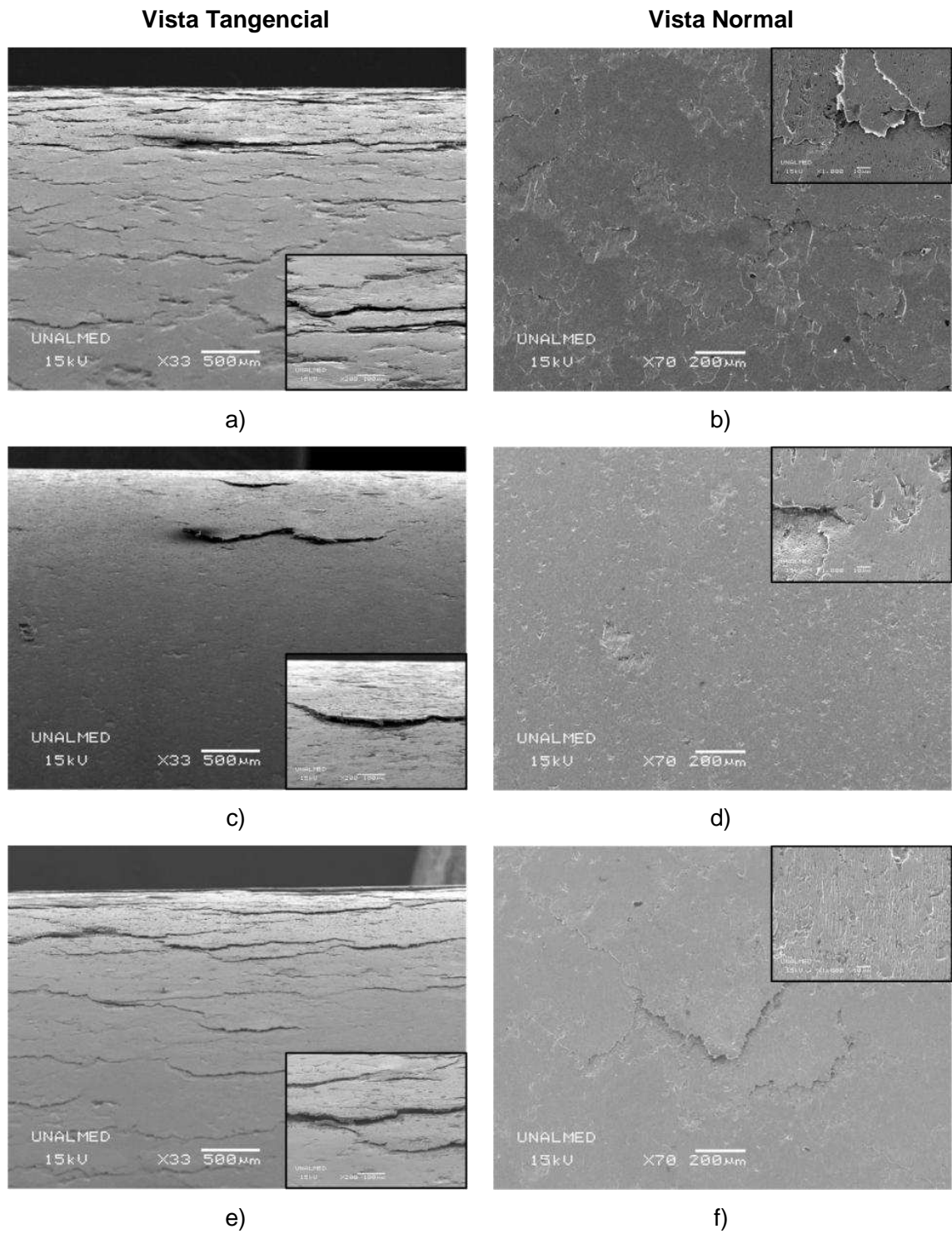


Figura 5.30. Imágenes de SEM de las superficies desgastadas del riel después de los ensayos tribológicos con 1.1GPa y 5% de deslizamiento, 4.000 ciclos en seco seguidos de: a) y b) 5000, c) y d) 10000 y e) y f) 20000 ciclos lubricados con HLK.

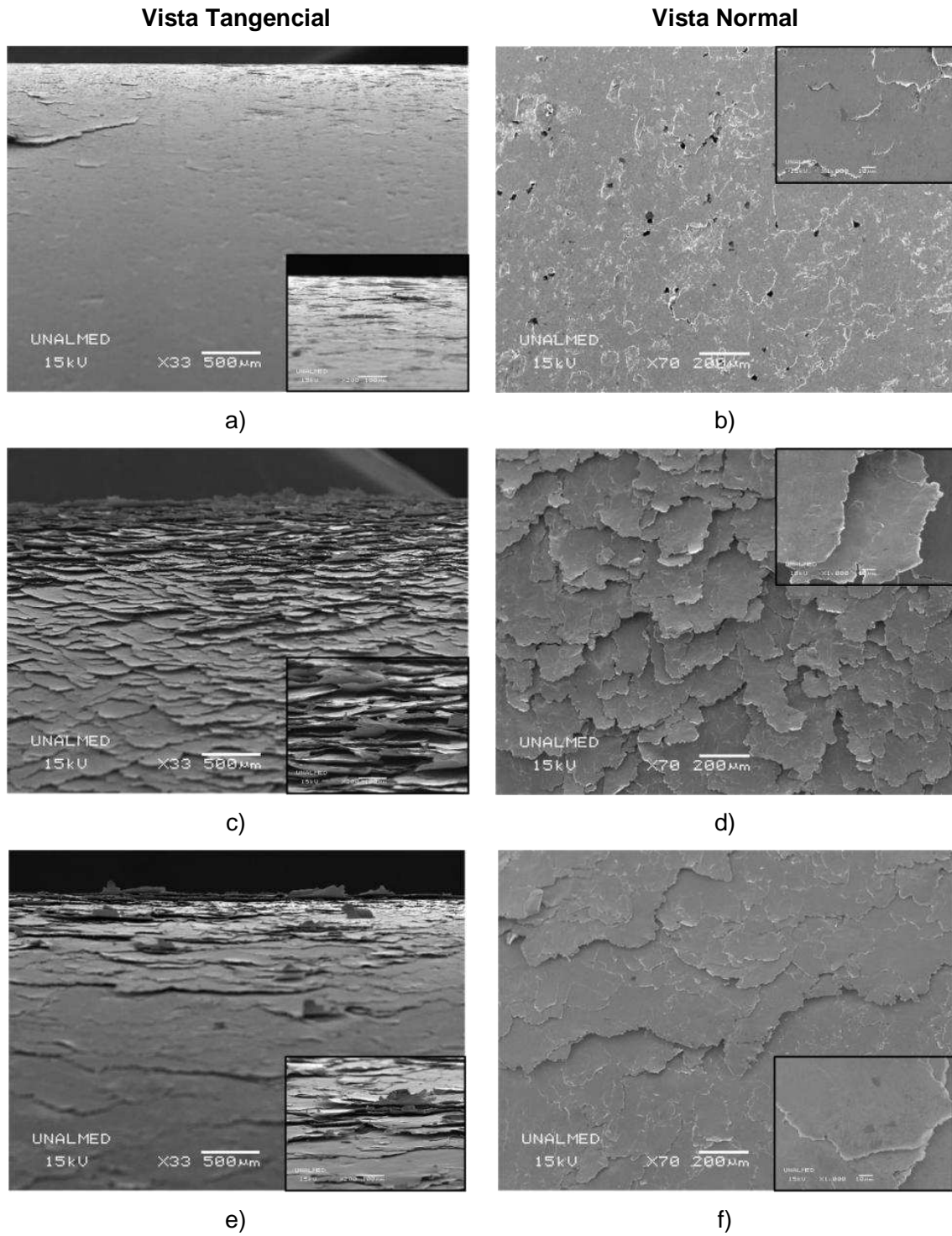
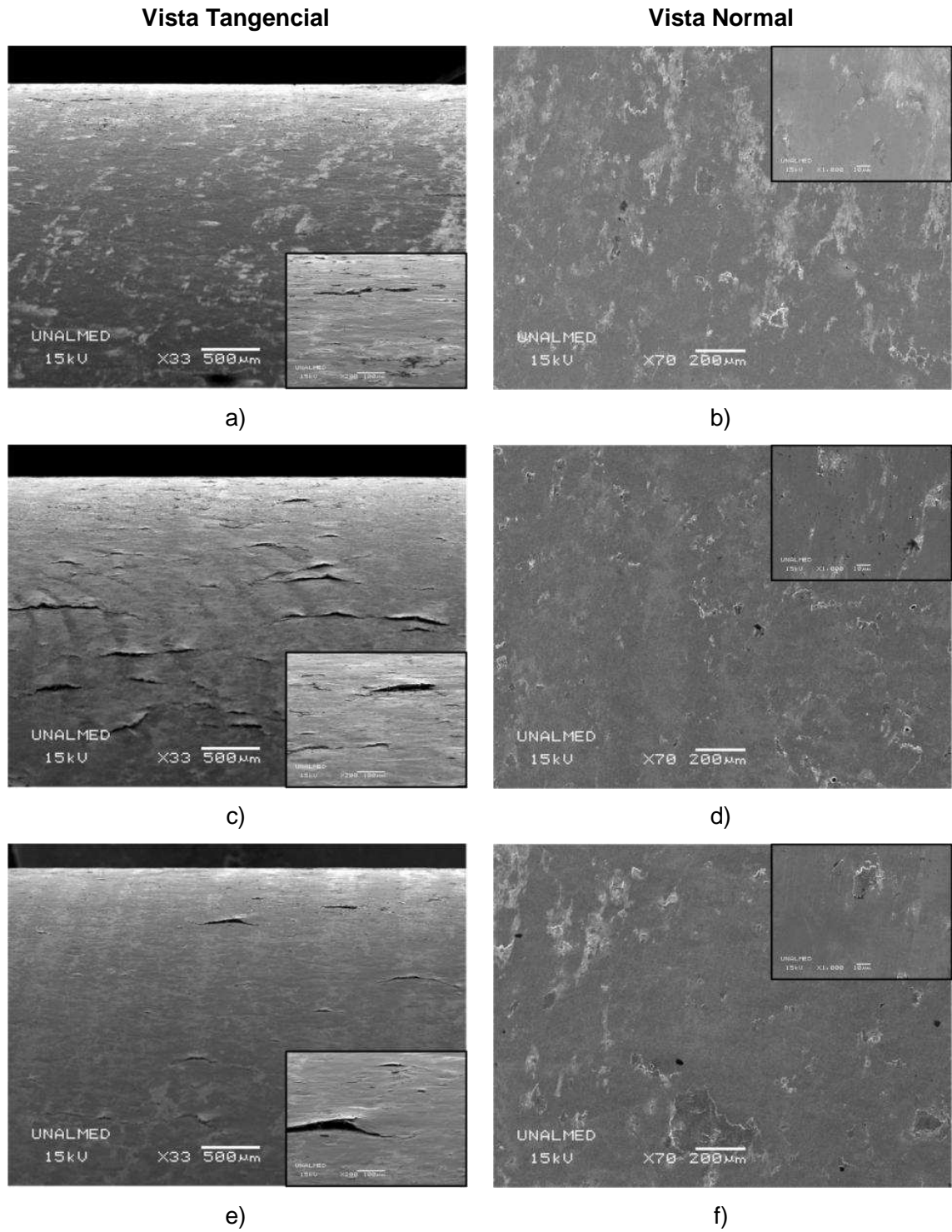


Figura 5.31. Imágenes de SEM de las superficies desgastadas del riel después de los ensayos tribológicos con 1.1GPa y 5% de deslizamiento, a) y b) 9000, c) y d) 14000 y e) y f) 24000 ciclos en seco.



Los acercamientos de la vista normal en el tribolub (en especial en la **Figura 5.29f**) muestran marcas de abrasión microscópicas sobre las grietas, estas marcas son producidas por las partículas de metal suave que se encargan de mantener el COT al incrustarse en las probetas (y en campo en la rueda y el riel). En las probetas lubricadas con HLK no se observaron marcas (**Figura 5.30**) así que las partículas metálicas en éste son mucho más pequeñas que las usadas en el tribolub; además de las partículas metálicas en esta formulación de tribolub también se adicionaron partículas de oxido.

En la **Figura 5.30** se observa la evolución de las superficies desgastadas por fatiga, lubricadas con HLK con 1.1GPa y 5% de deslizamiento. Se puede ver como de los 9000 a los 14000 ciclos se produce un incremento en la cantidad de grietas por fatiga en la superficie de las probetas de riel, pero de los 14000 a 24000 ciclos se produce un desprendimiento del material deformado por la coalescencia de las grietas al interior del material, producto de esto queda una menor cantidad de grietas pero de mayor área. Este desprendimiento de material deformado explica el incremento en la pérdida de masa por ciclo del HLK en la **Figura 5.25**, que se da entre los 10000 y los 20000 ciclos lubricados.

En los ensayos en seco, **Figura 5.31**, se observó menor cantidad de grietas que en los ensayos lubricados con tribolub y HLK. Las grietas de los ensayos en seco presentan una morfología aplanada en comparación con los lubricados; en las vistas tangenciales de las probetas lubricadas con tribolub (**Figura 5.29c y e**) y HLK (**Figura 5.30c y e**) se puede ver más profundo al interior de las grietas en comparación con las probetas en seco (**Figura 5.31c y e**), esto indica que el ángulo de las grietas con respecto a la superficie es menor en los ensayos en seco. Lo anterior se debe a que la fuerza tangencial en las probetas en seco es mayor, produciendo deformaciones más altas a menores profundidades y de aquí el que las grietas sean más superficiales.

El que haya menos grietas en las probetas en seco que en las lubricadas se debe a dos factores: 1) al adicionar un lubricante a un sistema con grietas preexistentes se promueve su crecimiento por el fenómeno de fluido atrapado y 2) el que las grietas sean más

superficiales en los ensayos en seco hace que se desprendan más fácilmente y no crezcan; así que no se perciben muchas grietas.

Al comparar las probetas en seco con las lubricadas con HLK después de 9000 ciclos (**Figura 5.30a** y **Figura 5.31a**) no se observa mucha diferencia en la vista tangencial, así que después de 5000 ciclos de haber aplicado un lubricante el crecimiento de grietas por fluido atrapado no es muy significativo, aunque en la vista normal (**Figura 5.30b** y **Figura 5.31b**) se percibe mayor cantidad de grietas en las probetas lubricadas con HLK por lo que se puede afirmar que la reducción en el COT evita el desprendimiento de las grietas preexistentes y estas crecen desde los 9000 hasta los 14000 ciclos, como se observa en la **Figura 5.30b** y **Figura 5.30d**.

6. CONCLUSIONES

6.1 CRECIMIENTO DE GRIETAS POR FATIGA

Se observó que para ΔK bajos un menor espaciado interlaminar aumenta la resistencia al crecimiento de grietas.

El acero de riel R370CrHT tiene una menor tasa de crecimiento de grietas que el acero R260 en las dos orientaciones evaluadas, hasta de un 38% menor en la L-S. Además el R370CrHT también tiene mayor dureza y resistencia así que es más resistente a la deformación, por lo que se convierte en una mejor opción frente a condiciones de altos esfuerzos y fatiga como lo son los sistemas rueda-riel.

El crecimiento de grietas por fatiga en estos aceros perlíticos (sin microestructura deformada) es influenciado por el tamaño interlaminar y de las colonias de la perlita cuando se tienen ΔK bajos, cercanos al ΔK_{th} , pero cuando se incrementa el ΔK y se acerca al K_{IC} empieza a predominar el efecto del tamaño de grano de la austenita primaria, que es el responsable de la tenacidad a la fractura del material.

Es posible realizar curvas de velocidad de crecimiento de grietas por fatiga (da/dN) versus el intervalo del factor de intensidad de esfuerzos (ΔK) utilizando una galga de desplazamiento (*clip-on displacement gage*) y obtener resultados confiables y con buena reproducibilidad.

6.2 ENSAYOS TRIBOLÓGICOS CON MODIFICADORES DE FRICCIÓN

Los dos modificadores de fricción estudiados fueron capaces de mantener un coeficiente de tracción estable durante todos los ensayos, aunque el *Tribolub* mostró una mayor retentividad que el *Sintono Terra HLK*. Esto quiere decir que un modificador de fricción desarrollado en laboratorio es equiparable a uno comercial que cumple los requerimientos de tracción de un sistema rueda-riel.

El rediseño de la Máquina Disco-Disco (MDDv2) fue exitoso y permitió desarrollar ensayos tribológicos dinámicos que simularan las condiciones de contacto de un sistema rueda-riel con una buena repetitividad, logrando que no se pierda la presión de contacto a lo largo de los ensayos y que se alcancen porcentajes de deslizamiento estables por ensayos prolongados.

Cuando se presenta deslizamiento en un sistema rueda-riel, la adición de un modificador de fricción cuando hay grietas preexistentes promueve el crecimiento de las grietas en el riel y aumenta el desgaste y la pérdida de masa del riel en comparación con ensayos sin modificador. Aunque si se suman la pérdida de masa de la rueda y el riel, hasta los 24000 ciclos de fatiga, sigue siendo favorable el uso de modificadores.

La pérdida de masa del riel por cada ciclo de fatiga en los ensayos en seco es aproximadamente constante hasta los 24000 ciclos, mientras que en los ensayos lubricados con HLK aumenta debido al desprendimiento del material agrietado.

Debido al deslizamiento de la rueda sobre el riel, en la rueda no se apreciaron grietas para ninguna de las condiciones evaluadas. Como la rueda es más blanda que el riel pierde masa más rápidamente y en ella la magnitud de los mecanismos de desgaste adhesivo y abrasivo es significativamente mayor que los efectos de crecimiento de grietas por fatiga.

Aunque el *Tribolub* mostró un comportamiento constante con el coeficiente de tracción aún hacen falta mejoras en su formulación para que no se separen sus componentes y no haya tanta anisotropía en los ensayos tribológicos y en la pérdida de masa.

7.RECOMENDACIONES

7.1 CRECIMIENTO DE GRIETAS POR FATIGA

Evaluar la tasa de crecimiento de grietas por fatiga de aceros de riel en dirección longitudinal, como por ejemplo S-L o T-L.

Evaluar la tenacidad a la fractura y/o la tasa de crecimiento de grietas por fatiga de aceros de riel con diferentes grados de deformación en probetas que cumplan con la condición de deformación plana.

Medir con precisión el modulo de elasticidad (E) y el umbral del factor de intensidad de esfuerzos (K_{th}) de aceros ferríticos y perlíticos y observar si existe alguna correlación al igual que en los no-ferrosos.

7.2 ENSAYOS TRIBOLÓGICOS CON MODIFICADORES DE FRICCIÓN

No realizar tratamientos térmicos a las probetas de rueda porque estos aumentan los costos y tiempos de mecanizado de las probetas; además solo amplía la desviación estándar de los ensayos. Extraer las probetas de zonas de la rueda que cumplan con las durezas del estándar europeo EN 13262:2004.

Hacer ensayos de retentividad con diferentes cantidades de modificador de fricción para evitar que el coeficiente de tracción se incremente tanto después de la primera aplicación y ampliar los tiempos entre cada aplicación para facilitar ensayos futuros.

Realizar ensayos con 0% de deslizamiento con 1 motor apagado y otro prendido para obtener condiciones de rodadura pura.

Realizar ensayos con diferentes modificadores de fricción, como modificadores de fricción de bajo coeficiente que son menos viscosos y evaluar su efecto en el crecimiento de grietas.

A. ANEXO A1: RE-DISEÑO DE MÁQUINA DISCO-DISCO

Para realizar ensayos tribológicos que simulen correctamente la Fatiga por Contacto Rodante (RCF) de los sistemas rueda-riel es necesaria una máquina que aplique altas presiones de contacto durante ensayos dinámicos con porcentajes de deslizamiento constantes; el Laboratorio de Tribología de la Universidad Nacional de Colombia contaba con una máquina de tipo disco-disco que pretendía simular el fenómeno de RCF pero tenía muchos problemas, para el desarrollo de esta tesis fue necesario realizar un re-diseño completo conservando el concepto pero construyéndola desde cero.

Un aspecto importante en el re-diseño es que se cambiaron los sistemas acople y las probetas para estandarizarlos con los de las probetas usadas en la “*twin disk SUROS machine*” (acrónimo en inglés de Sheffield University Rolling Sliding), y con esto poder comparar resultados con la única máquina que simulaba exitosamente el fenómeno de RCF en condiciones de laboratorio; en la Universidad de Sheffield tienen más de 20 años de conocimiento en sistemas ferroviarios y desarrollo de dicha máquina.

La primera máquina disco-disco del laboratorio de tribología tenía varios problemas que no le permitían simular correctamente la RCF, 1) no había deslizamiento entre las probetas, 2) la presión de contacto no era constante durante los ensayos y 3) no se podía garantizar repetitividad en el área de contacto entre ensayos. Todos los aspectos del re-diseño se agruparon en torno a estos tres problemas.

A1.1 CONTROL DEL DESLIZAMIENTO

La primera versión de la máquina disco-disco era incapaz de realizar ensayos con deslizamiento, las probetas rodaban a la misma velocidad.

Anteriormente ambos motores AC eran de 3HP con IV polos; en estos motores la potencia nominal es muy baja (≈ 12 Nm) y no podían soportar los altos torques que se generaban durante los ensayos con deslizamiento (mayores a 50 Nm) adicionalmente entre menor sea el número de polos de un motor más difícil es controlar efectivamente la rotación, ya que entre mayor sea el espacio entre polos más fácil es frenarlo durante ese trayecto. En la Figura A1.1 se muestra la rotación del rotor sobre el estator en un motor de corriente alterna de VI polos, el rotor gira 60° entre polos. El tener mayor cantidad de polos disminuye las RPM nominales pero aumenta el par nominal en motores de igual potencia [58].

Así, se cambiaron los motores por un motor de 10HP de VIII polos para las probetas de riel y un motor de 15HP de VIII polos para las probetas de rueda; el motor de rueda tiene mayor potencia porque siempre debe girar más rápido y el otro motor lo intentará frenar. De manera análoga, al motor que va más lento lo intentan acelerar y al tratar de girar más rápido empieza a funcionar como si fuera un generador y una corriente excedente entra al circuito sobrecargándolo, por esto es indispensable que esta corriente generada sea liberada o de lo contrario se apagaría la máquina después de sobrepasar una cierta corriente.

Para liberar la corriente generada se instalaron unas resistencias que disipan la corriente por efecto Joule y como el calor generado es alto se adicionó un sistema de ventilación directo a las resistencias. Las resistencias y el sistema de ventilación se muestran en la **Figura A1.2**.

Figura A1.1. Rotación del campo magnético en un motor de corriente alterna de 6 polos [59].

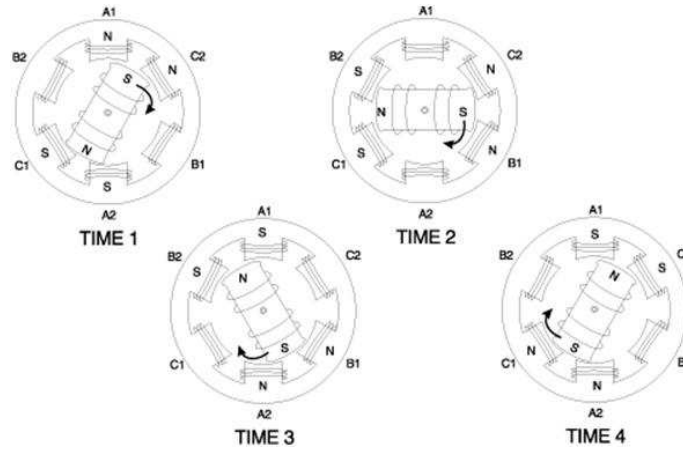


Figura A1.2. Resistencias disipadoras de corriente y sistema de ventilación para enfriarlas.



El antiguo control de las RPM se hacía por medio de variadores de frecuencia escalares, en este re-diseño se cambiaron por variadores vectoriales marca *ABB* referencia *ACS355* para 15HP y 10HP. Aunque para este sistema son más recomendables los variadores vectoriales los antiguos variadores no eran un problema, el verdadero problema es que aunque los variadores intentaran controlar los motores no había una retroalimentación y las RPM que muestra el variador no son a las que realmente están girando los motores; es decir el sistema de control es de laso abierto.

Para poder ejercer un control real del sistema se agregaron *encoders* a los ejes de ambos motores y estos retroalimentan a los variadores con las RPM a las que realmente están girando ambos motores para así tener un sistema de control de lazo cerrado. En la **Figura A1.3** se muestra un acercamiento al *encoder* acoplado al motor de riel.

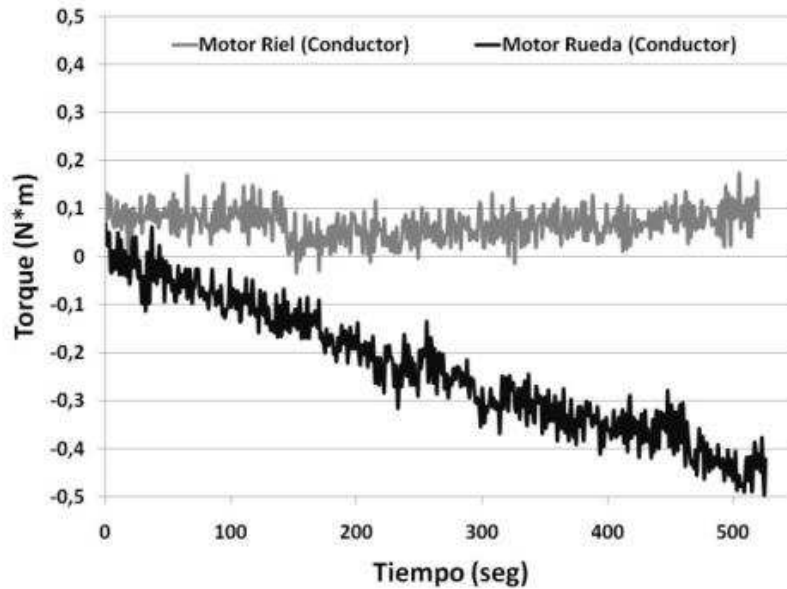
Figura A1.3. *Encoder* acoplado al eje del motor de riel.



El conjunto de motores de VIII polos con suficiente torque, variadores vectoriales, resistencias de disipación y *encoders* forman un sistema de control de lazo cerrado garantizando que las probetas giren a las RPM especificadas en el variador con un 1% de error. Ese error del 1% explica que durante los ensayos entre 0 y 0.5% de deslizamiento se presentará inestabilidad y torques negativos.

Para sortear el error del 1% y obtener ensayos a 0% de deslizamiento se debe dejar uno de los motores apagado y el otro se convierte en un motor conductor que con la ayuda de la presión de contacto hace girar al otro motor y se presenta rodadura pura. Para probar que si hubiera 0% de deslizamiento se usó 0.8GPa de presión de contacto y se hicieron dos ensayos con un motor prendido a la vez, en la **Figura A1.4** se observa como cuando solo esta encendido el motor de riel de 10HP el torque se mantiene constante pero por el contrario cuando se enciende únicamente el motor de rueda de 15HP el torque disminuye conforme pasa el tiempo aunque en ambos ensayos las RPM de ambos motores se mantuvieron iguales; este fenómeno se asocia a un ruido electromagnético (probablemente producido por el variador de frecuencia) y como el torquímetro está acoplado al motor de rueda solo se ve influenciado cuando este se enciende. De igual forma que ocurrió en este ensayo, en los ensayo de 5% de deslizamiento también ocurrió una disminución del troque con el tiempo.

Figura A1.4. Variación del torque contra el tiempo con 0.8GPa de presión de contacto y un solo motor encendido.



A1.2 PRESIÓN DE CONTACTO HOMOGÉNEA

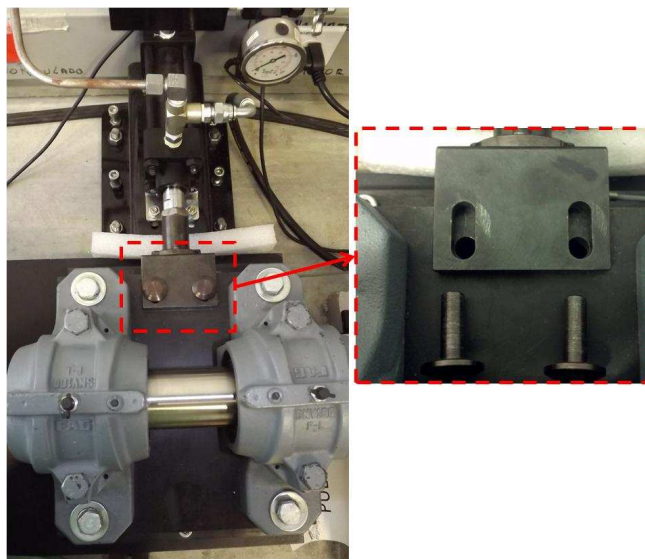
Aunque se garantice deslizamiento, no se puede simular adecuadamente la RCF si se pierde la presión de contacto durante el ensayo, es decir si las probetas se separan.

En la primera máquina disco-disco no se tenía una presión de contacto continua ya que las probetas se separaban continuamente durante los ensayos y se producía un golpeteo; eso era porque la carga se aplicaba con un sistema neumático (aire) y como se usaba un fluido comprimible las presiones de contacto que ejercían las probetas eran tan altas que podían comprimir aún más el fluido al interior del pistón neumático, haciendo que este se retire y se libere la presión separando las probetas.

Para corregir ese problema se cambió a un sistema hidráulico con aceite, que ofrece más resistencia a ser comprimido. También se cambió el punto de aplicación de carga que antes era directo sobre el eje acoplado al motor y se pasó al soporte de las chumaceras, así se disminuyen los esfuerzos sobre el eje, además es más fácil aplicar y medir la

cargar ya que la celda de carga se aplica directamente sobre una superficie plana. La celda de carga es FUTEK, referencia LLB400 de 2500 lb. En la **Figura A1.5** se muestra el nuevo sistema de aplicación de carga, se puede notar que se agregaron unos pines para retirar la carga aplicada cuando el pistón retrocede, estos pines no están sometido a ningún esfuerzo cuando se aplica la carga.

Figura A1.5. Sistema de aplicación de carga hidráulica sobre los soportes de las chumaceras del motor de riel.



Algo importante es que el control de la carga aplicada se hace de manera manual con una válvula reguladora de presión, esto aumenta la exactitud porque con los sistemas de control convencionales se tienen errores de entre 3 a 5% en la presión de contacto mientras que manualmente se puede tener entre 0.2 a 0.7%. Además, el control y todos los cálculos de presión de contacto se hacen con los datos de la celda de carga y no con los de la presión ejercida por el sistema hidráulico.

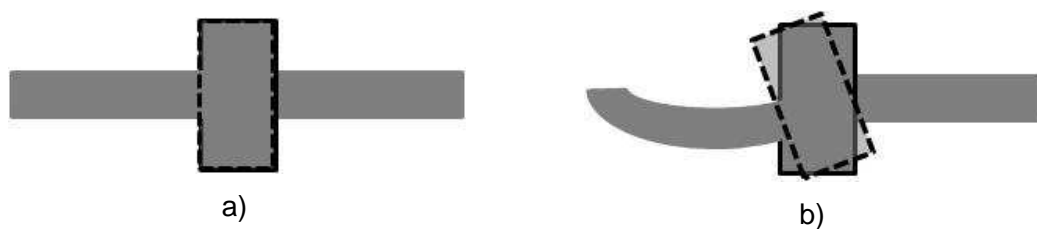
A1.3 ÁREA DE CONTACTO

Para que la presión de contacto en los ensayos sea la calculada se debe garantizar que las probetas siempre hagan contacto de la misma forma y que éste no se altera significativamente durante el ensayo. En la anterior máquina disco-disco era muy difícil

alinean las probetas para que hicieran contacto en todo el ancho ya que tenían un sistema de agarre con dos tuercas; además la máquina no era rígida y se deformaba durante los ensayos alterando la zona de contacto.

Es por esas deformaciones que el diseño de esta máquina fue bastante robusto, ya que no se diseña con base en el límite de cedencia o con la vida a fatiga. El criterio de diseño de la nueva máquina disco-disco es de deformación cero (mínima *compliance*), los componentes no se pueden pandear o flectar con deformaciones superiores a 0.1 mm, por ejemplo la placa móvil que soporta el motor de riel tiene un espesor de 15 mm aunque con 8 mm sería suficiente para soportar el peso del motor y los demás componentes, pero con 8 mm la placa se deformaría y el área de contacto y la forma en que desliza una probeta sobre otra se verían afectados. En la **Figura A1.6** se ilustra como se ve afectado la forma de contacto entre las probetas de rueda y riel cuando se produce una deformación de uno de los ejes a los que están fijas, ahora esto mismo ocurre si se deforma alguno de los otros componentes de la máquina, como por ejemplo la placa que sostiene el motor ya que la geometría de la máquina cambiaría de manera similar.

Figura A1.6. 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.



Como es muy importante que las placas cumplan tolerancias geométricas, éstas se compraron con espesores mayores y se rectificaron para eliminar las distorsiones producidas por el laminado en caliente.

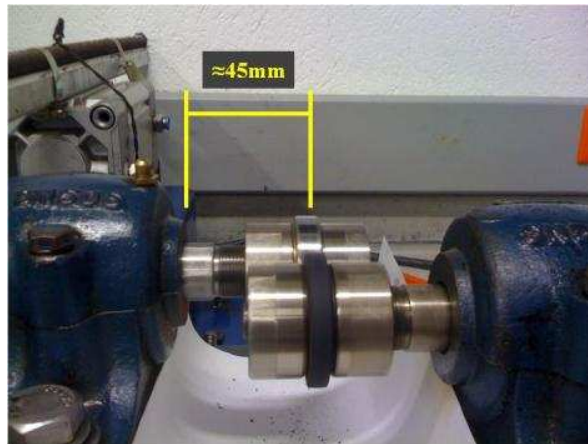
En la anterior máquina los ejes se fracturaban continuamente, lo cual indica que no fueron bien dimensionados para soportar los esfuerzos necesarios para generar las

presiones de contacto de los ensayos. El diámetro de los ejes se aumentó de 0.75" (19.05 mm) a 2" (50 mm). Con esto se aumentó el momento de inercia de los ejes en más de 7 veces, ya que el momento de inercia aumenta con el cuadrado del radio $I = \frac{1}{2}mr^2$. Los ejes en la nueva máquina no solo se hicieron más rígidos aumentando su diámetro sino también disminuyendo la distancia hasta el punto de contacto, pasando de ≈ 45 mm a ≈ 25 mm, como se puede observar en la **Figura A1.7**.

Figura A1.7. Distancia aproximada hasta el punto de contacto, a) nueva versión de la máquina disco-disco y b) máquina antigua.



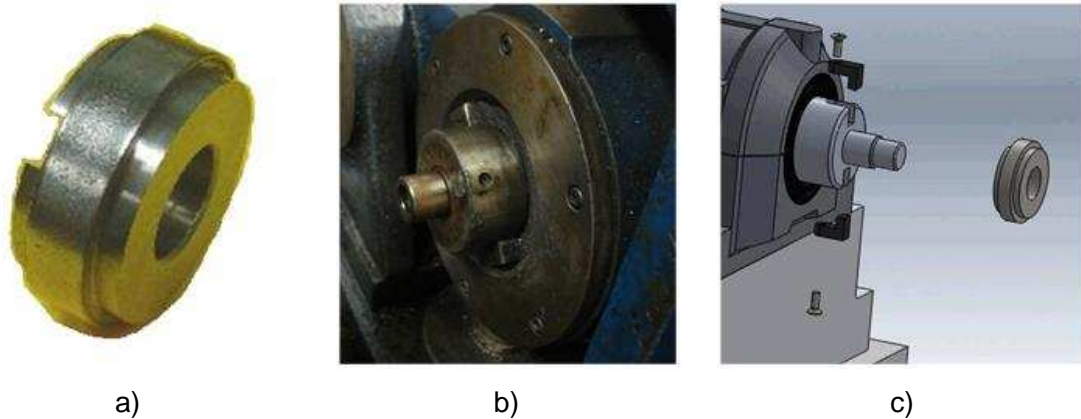
a)



b)

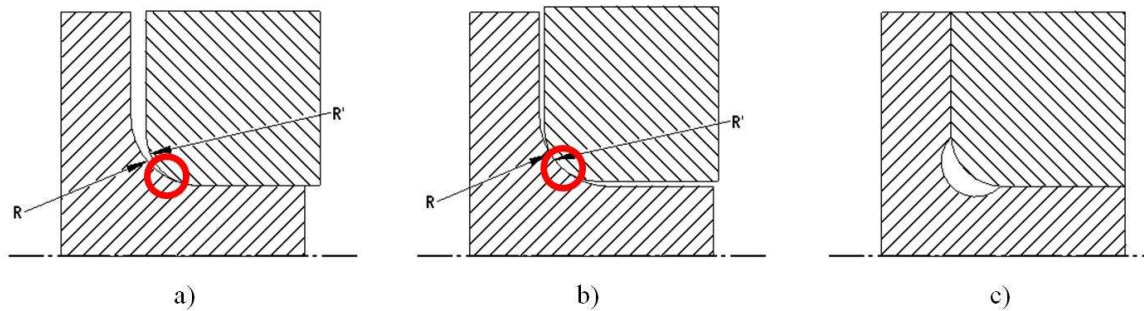
Otro aspecto que ayuda a garantizar el área de contacto fue cambiar el sistema de sujeción para estandarizar la geometría de las probetas con las que se usan en la Universidad de Sheffield; con el anterior sistema con tuercas era muy difícil alinear por completo las probetas para que hicieran contacto en todo el ancho, en cambio con el nuevo sistema las probetas llegan hasta un tope con el eje de la máquina y siempre van a estar a la misma distancia. En la **Figura A1.8** se muestra el sistema de sujeción.

Figura A1.8. a) Probeta usada en Sheffield, b) sujeción en Sheffield y c) sujeción y probeta en máquina disco-disco en Medellín.



El cambio de sección en los ejes (**Figura A1.8c**) es un punto crítico, además por las condiciones de deslizamiento en los ensayos se puede presentar fatiga superficial y el eje se podría fracturar. En la **Figura A1.9** se muestran tres posibles situaciones que ocurren en un ensamble eje cojinete (en nuestro caso eje-probeta), normalmente el radio de redondeo de los cojinetes (R') es mayor que el radio de redondeo del eje (R) para tener un buen ajuste, pero como en esta máquina se trabaja con cantidades elevadas de probetas puede ocurrir que en algunas $R > R'$, si los ajustes entre los diámetros son iguales el cojinete no llegaría a tope con eje y abriría una holgura (X) pero más importante se producen altos esfuerzos de contacto (resaltados en los círculos rojos) que causan fatiga superficial, **Figura A1.9a** y **b**. Para evitar la fatiga superficial en el redondeo de los ejes se realizó un redondeo cóncavo que permite ensamble tope a tope sin importar la diferencia entre los radios de redondeo.

Figura A1.9. 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.



Aunque los cambios de sección son muy pronunciados las cargas que soportan los ejes no son muy altas, en los ensayos más críticos se aplican 720 Kg que incluso en la parte más delgada del eje (19 mm de diámetro) solo son 6.2 MPa; aun con los factores de concentración de esfuerzo que son $K_t = 2.3$ para flexión y para torsión $K_t = 1.9$ los esfuerzos no superan los 30 MPa.

Figura A1.10. Modificaciones de diseño para reducir concentración de esfuerzos en una esquina aguda [60].

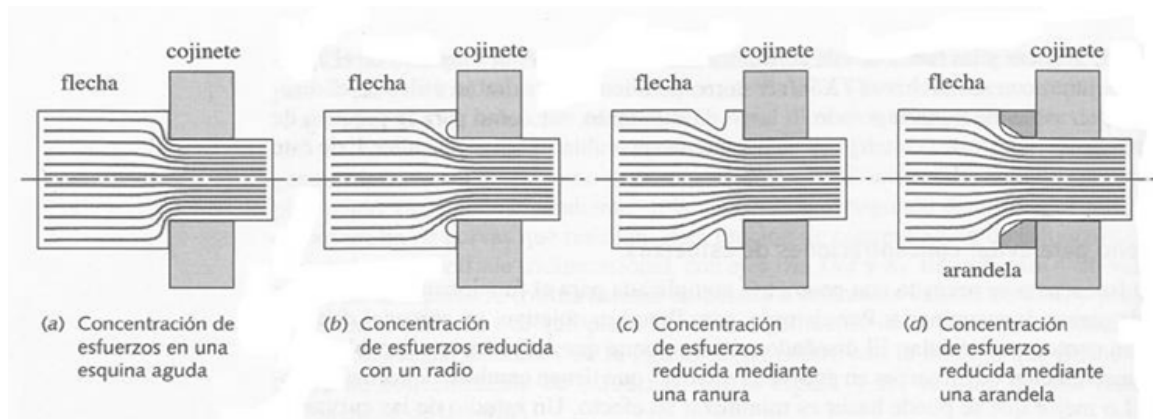
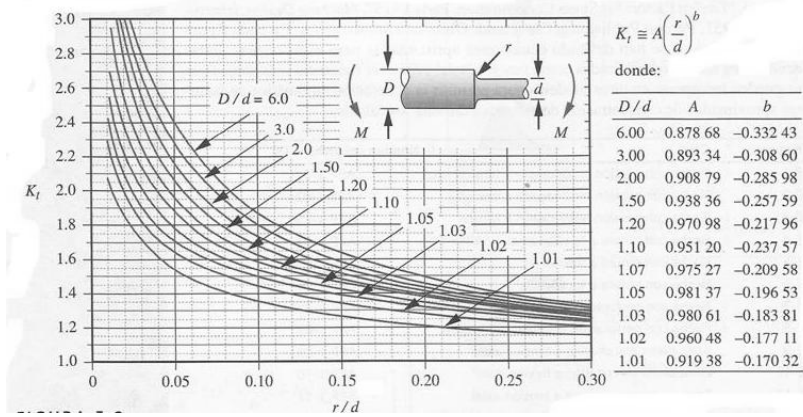
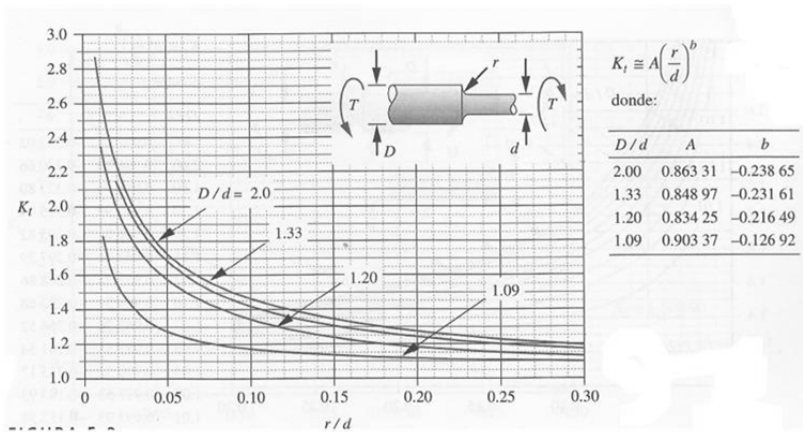


Figura A1.11. Factores de concentración de esfuerzos geométrico K_t para un eje con reducción de sección, a) flexión y b) torsión.



a)



b)

Todos estos cambios hacen posible que la Máquina Disco-Disco versión 2.0 (MDDv2) simule exitosamente la RCF.

Figura A1.12. Vista de la Máquina Disco-Disco versión 2.0 (MDDv2).

Aunque la MDDv2 ha funcionado correctamente durante la ejecución de los ensayos realizados en esta tesis, se han detectado algunos puntos por mejorar:

- 1) El ruido electromagnético genera interferencia con la medida de torque, se puede hacer un aislamiento para corregirlo.
- 2) El deslizamiento entre las probetas genera mucho calor y la temperatura de las probetas aumenta, se recomienda agregar un sistema de refrigeración (por ejemplo aire comprimido) que actúe directamente sobre las probetas.
- 3) La placa que sostiene el motor de rueda se diseñó con un espesor de 11 mm porque se asumió que no se deformaría al estar sobre una placa de concreto, pero al realizar ensayos con deslizamiento los torques son tan altos que la placa se deforma en el lado cercano a las probetas. Para corregir esto se puede aumentar el espesor de la placa y/o adicionar puntos de anclaje al concreto en las esquinas cercanas a las probetas, aunque esto pueda implicar aumentar el ancho de la placa para los agujeros.

- 4) Finalmente, es esencial agregar elementos de seguridad a la máquina como mallas de seguridad para que no se enrede nada en los ejes mientras se realizan los ensayos.

B. ANEXO A2: PLANOS

Como los planos son de mayor tamaño se agregaran al final de la tesis para no perder resolución, a continuación se enumeraran en orden.

- 1- Probetas de Fatiga tipo SE(B)
- 2- Probetas ensayos tribológicos tipo disco contra disco
- 3- Celda de carga FUTEK LLB400

Máquina Disco-Disco versión 2.0

- 4- Carcasa guía lineal
- 5- Chaveta en L
- 6- Eje derecho (motor rueda)
- 7- Eje izquierdo (motor riel)
- 8- Soporte vástago (para sujetar celda de carga)
- 9- Placa inferior soporte total (motor riel)
- 10- Placa derecha (motor rueda)
- 11- Placa izquierda (motor riel)
- 12- Soporte chumaceras derecho
- 13- Soporte chumaceras izquierdo
- 14- Soporte guía lineal
- 15- Ensamble mesa derecha (motor rueda)
- 16- Ensamble mesa izquierda (motor riel)

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] «International Heavy Haul Association (IHHA)», 08-oct-2013. [En línea]. Disponible en: <http://www.ihha.net/about-ihha/by-laws>.
- [2] V. Reddy, G. Chattopadhyay, P.-O. Larsson-Kråik, y D. J. Hargreaves, «Modelling and analysis of rail maintenance cost», *Int. J. Prod. Econ.*, vol. 105, n.º 2, pp. 475-482, feb. 2007.
- [3] L. R., «Survey of wheel/rail lubrication practices». Rail Safety and Standards Board Ltd (RSSB). Engineering Research Programme. Report No. ITLR-T12442-001.7., mar-2003.
- [4] «El Banco Mundial. Líneas férreas», oct-2013. [En línea]. Disponible en: <http://datos.bancomundial.org/indicador/IS.RRS.TOTL.KM?page=1>.
- [5] «Principales Proyectos de Infraestructura - Sistema Ferroviario Central COLOMBIA.» (DNP), Departamento Nacional de Planeación. Cartagena: Foro de Liderazgo para la Integración Sudamericana. Cartagena, dic-2008.
- [6] S. M. J. Felipe, «Development of a lubrication system for wear and friction control in wheel/rail interfaces», Tesis de Doctorado en Ingeniería - Ciencia y Tecnología de Materiales, Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia, Medellín, Colombia.
- [7] J. L. Arana y J. J. González, *Mecánica de Fractura*. Bilbao: Servicio Editorial: Universidad del País Vasco, 2002.
- [8] R. W. Hertzberg, *Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials*, 4th ed. John Wiley & Sons Inc, 1995.
- [9] M. Janssen, J. Zuidema, y R. J. H. Wanhill, *Fracture mechanics*, 2.^a ed. Delft: DUP Blue Print, 2002.
- [10] W. J. Harris Jr, W. Ebersöhn, J. Lundgren, H. Tournay, y S. Zakharov, *Guidelines to Best Practices for Heavy Haul Railway Operations: Wheel and Rail Interface Issues*, First Edition. International Heavy Haul Association (IHHA), 2001.

- [11] Shevtsov, I.Y., «Wheel/Rail Interface Optimisation», Doctoral Thesis, TU Delft, Delft University of Technology, Nederland, 2008.
- [12] *ASM Handbook, Volume 19: Fatigue and Fracture*, 9.^a ed. Materials Park, Ohio: ASM International, 1996.
- [13] ASTM G40-13, «Standard Terminology Relating to Wear and Erosion», American Society of Testing and Materials, 2013.
- [14] *ASM Handbook, Volume 11: Failure Analysis and Prevention*, 9.^a ed. Materials Park, Ohio: ASM International, 2002.
- [15] R. Lewis y U. Olofsson, *Wheel-rail interface handbook*, 1.^a ed. Boca Raton; Oxford: CRC Press ; Woodhead Pub., 2009.
- [16] «Kelsan Technologies Corp», oct-2011. [En línea]. Disponible en: http://www.kelsan.com/solutions/5-onboard_freight_car/onboard_freight_car.html.
- [17] F. M. Al-Abbasi, «Predicting the deformation behavior of ferrite–pearlite steels using micro mechanical modeling of cells», *Mech. Mater.*, vol. 63, pp. 48-64, ago. 2013.
- [18] A. F. Bower, «The Influence of Crack Face Friction and Trapped Fluid on Surface Initiated Rolling Contact Fatigue Cracks», *J. Tribol.*, vol. 110, n.º 4, pp. 704-711, oct. 1988.
- [19] M. Kaneta, H. Yatsuzuka, y Y. Murakami, «Mechanism of Crack Growth in Lubricated Rolling/Sliding Contact», *Tribol. Trans.*, vol. 28, pp. 407-414, 1985.
- [20] Y. Murakami, M. Kaneta, y H. Yatsuzuka, «Analysis of Surface Crack Propagation in Lubricated Rolling Contact», *Tribol. Trans.*, vol. 28, n.º 1, pp. 60-68, 1985.
- [21] M. Kaneta y Y. Murakami, «Effects of oil hydraulic pressure on surface crack growth in rolling/sliding contact», *Tribol. Int.*, vol. 20, n.º 4, pp. 210-217, ago. 1987.
- [22] V. Mota y L. A. Ferreira, «Influence of grease composition on rolling contact wear: Experimental study», *Tribol. Int.*, vol. 42, n.º 4, pp. 569-574, abr. 2009.
- [23] J. Sundh, U. Olofsson, y K. Sundvall, «Seizure and wear rate testing of wheel–rail contacts under lubricated conditions using pin-on-disc methodology», *Wear*, vol. 265, n.º 9-10, pp. 1425-1430, oct. 2008.
- [24] S. Bogdański, P. Lewicki, y M. Szymaniak, «Experimental and theoretical investigation of the phenomenon of filling the RCF crack with liquid», *Wear*, vol. 258, n.º 7-8, pp. 1280-1287, mar. 2005.

- [25] W. R. Tyfour, J. H. Beynon, y A. Kapoor, «Deterioration of rolling contact fatigue life of pearlitic rail steel due to dry-wet rolling-sliding line contact», *Wear*, vol. 197, n.º 1-2, pp. 255-265, sep. 1996.
- [26] D. I. Fletcher y J. H. Beynon, «The influence of lubricant type on rolling contact fatigue of pearlitic rail steel», en *Tribology Series*, vol. Volume 36, M. P. D. Dowson, Ed. Elsevier, 1999, pp. 299-310.
- [27] H. Muster, H. Schmedders, K. Wick, y H. Pradier, «Rail rolling contact fatigue. The performance of naturally hard and head-hardened rails in track», *Wear*, vol. 191, n.º 1-2, pp. 54-64, ene. 1996.
- [28] R. Heyder y G. Girsch, «Testing of HSH® rails in high-speed tracks to minimise rail damage», *Wear*, vol. 258, n.º 7-8, pp. 1014-1021, mar. 2005.
- [29] P. Clayton, «Predicting the wear of rails on curves from laboratory data», *Wear*, vol. 181-183, Part 1, pp. 11-19, feb. 1995.
- [30] P. Clayton y N. Jin, «Unlubricated sliding and rolling/sliding wear behavior of continuously cooled, low/medium carbon bainitic steels», *Wear*, vol. 200, n.º 1-2, pp. 74-82, dic. 1996.
- [31] A. B. El-Shabasy y J. J. Lewandowski, «Effects of load ratio, R, and test temperature on fatigue crack growth of fully pearlitic eutectoid steel (fatigue crack growth of pearlitic steel)», *Int. J. Fatigue*, vol. 26, n.º 3, pp. 305-309, mar. 2004.
- [32] F. Wetscher, R. Stock, y R. Pippan, «Changes in the mechanical properties of a pearlitic steel due to large shear deformation», *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 445-446, pp. 237-243, feb. 2007.
- [33] A. Hohenwarter, A. Taylor, R. Stock, y R. Pippan, «Effect of Large Shear Deformations on the Fracture Behavior of a Fully Pearlitic Steel», *Metall. Mater. Trans. A*, vol. 42, n.º 6, pp. 1609-1618, jun. 2011.
- [34] A. Hohenwarter y R. Pippan, «Fracture of ECAP-deformed iron and the role of extrinsic toughening mechanisms», *Acta Mater.*, vol. 61, n.º 8, pp. 2973-2983, may 2013.
- [35] N. Larijani, J. Brouzoulis, M. Schilke, y M. Ekh, «The effect of anisotropy on crack propagation in pearlitic rail steel», presentado en Proceedings 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, 2012, pp. 432-441.
- [36] C. Kammerhofer, A. Hohenwarter, S. Scheriau, H. P. Brantner, y R. Pippan, «Influence of morphology and structural size on the fracture behavior of a nanostructured pearlitic steel», *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 585, pp. 190-196, nov. 2013.

- [37] A. Hassani y R. Ravaee, «Characterization of transverse crack and crack growth in a railway rail», *Iran. J. Mater. Sci. Eng.*, vol. 5, n.º 2, pp. 22-31, jun. 2008.
- [38] European standard, «EN 13674-1:2011 - Railway applications - Track - Rail - Part 1: Vignole railway rails 46 kg/m and above», <http://www.en-standard.eu>. [En línea]. Disponible en: <http://www.en-standard.eu/csn-en-13674-1-railway-applications-track-rail-part-1-vignole-railway-rails-46-kg-m-and-above/>. [Accedido: 30-ago-2013].
- [39] European standard, «EN 13262:2004+A1:2008 - Railway applications - Wheelsets and bogies - Wheels - Product requirements», <http://www.en-standard.eu>. [En línea]. Disponible en: <http://www.en-standard.eu/>. [Accedido: 04-nov-2013].
- [40] ASTM E1290-08, «Standard Test Method for Crack-Tip Opening Displacement (CTOD) Fracture Toughness Measurement», American Society of Testing and Materials, 2008.
- [41] ASTM E399-09, «Standard Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness K_{Ic} of Metallic Materials», American Society of Testing and Materials, 2009.
- [42] ASTM E1820-11, «Standard Test Method for Measurement of Fracture Toughness», American Society of Testing and Materials, 2011.
- [43] D. A. Zapata Orozco, «Efecto de la microestructura sobre la resistencia al desgaste por rodadura-deslizamiento de aceros ferroviarios», Tesis de Maestría en Ingeniería - Materiales y Procesos, Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia, Medellín, Colombia, 2011.
- [44] ASTM E647-11, «Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates», American Society of Testing and Materials, 2011.
- [45] J. S. Ruiz Acero, «Efecto del lubricante en el crecimiento de grietas generadas por fatiga de contacto en el par rueda-riel en ensayos disco sobre disco con condiciones del Metro de Medellín», Tesis de Pregrado en Ingeniería Mecánica, Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia, Medellín, Colombia, 2011.
- [46] D. I. Fletcher y J. H. Beynon, «Equilibrium of crack growth and wear rates during unlubricated rolling-sliding contact of pearlitic rail steel», *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 214, n.º 2, pp. 93-105, mar. 2000.
- [47] D. I. Fletcher y J. H. Beynon, «The effect of intermittent lubrication on the fatigue life of pearlitic rail steel in rolling-sliding contact», *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 214, n.º 3, pp. 145-158, may 2000.

- [48] «370LHT HSH® - voestalpine Schienen GmbH», *voestalpine.com*. [En línea]. Disponible en: http://www.voestalpine.com/schienen/de/produkte/370LHT_HSH/. [Accedido: 04-nov-2013].
- [49] K. M. Wu y H. K. D. H. Bhadeshia, «Extremely fine pearlite by continuous cooling transformation», *Scr. Mater.*, vol. 67, n.º 1, pp. 53-56, jul. 2012.
- [50] N. A. Fleck, K. J. Kang, y M. F. Ashby, «Overview no. 112: The cyclic properties of engineering materials», *Acta Metall. Mater.*, vol. 42, n.º 2, pp. 365-381, feb. 1994.
- [51] N. S. on F. M. 5, 1971, Urbana, Ill; Champaign Ill, *Stress Analysis and Growth of Cracks: Proceedings*. ASTM International, 1972.
- [52] J. Wasén y E. Heier, «Fatigue crack growth thresholds—the influence of Young's modulus and fracture surface roughness», *Int. J. Fatigue*, vol. 20, n.º 10, pp. 737-742, nov. 1998.
- [53] G. Krauss, *Steels processing, structure, and performance*. Materials Park, Ohio: ASM International, 2005.
- [54] A. D. Wilson, «Fatigue Crack Propagation in A533B Steels», *J. Press. Vessel Technol.*, vol. 99, n.º 3, pp. 459-469, ago. 1977.
- [55] J.-K. Kim y C.-S. Kim, «Fatigue crack growth behavior of rail steel under mode I and mixed mode loadings», *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 338, n.º 1-2, pp. 191-201, dic. 2002.
- [56] J. J. Lewandowski y A. W. Thompson, «Effects of the prior austenite grain size on the ductility of fully pearlitic eutectoid steel», *Metall. Trans. A*, vol. 17, n.º 3, pp. 461-472, mar. 1986.
- [57] Y. J. Park y I. M. Bernstein, «The process of crack initiation and effective grain size for cleavage fracture in pearlitic eutectoid steel», *Metall. Trans. A*, vol. 10, n.º 11, pp. 1653-1664, nov. 1979.
- [58] «Colombia - WEG». [En línea]. Disponible en: <http://www.weg.net/co>. [Accedido: 09-ene-2014].
- [59] «Electronica Industrial», *MECATRONICA*. [En línea]. Disponible en: <http://www.freewebs.com/mecatronica/electronicaindustrial.htm>. [Accedido: 07-ene-2014].
- [60] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*, Primera. México [etc.]: Prentice-Hall Hispanoamericana, 1999.

Firma Autor

Fecha de Presentación