



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

VICERRECTORÍA DE INVESTIGACIÓN
DIRECCIÓN DE INVESTIGACIÓN SEDE BOGOTÁ

Comportamiento a la Fricción de un par Rodante-Deslizante bajo condiciones de Sistemas Ferroviarios

Juan Camilo Sánchez González

Universidad Nacional de Colombia
Facultad de Minas, Departamento de Materiales y Minerales
Medellín, Colombia
2014

Comportamiento a la Fricción de un par Rodante-Deslizante bajo condiciones de Sistemas Ferroviarios

Juan Camilo Sánchez González

Tesis presentada como requisito parcial para optar al título de:

Magister en Ingeniería de Materiales y Procesos

Director (a):

Ph.D. Alejandro Toro Betancur

Línea de Investigación:

Tribología, Desgaste y Lubricación

Grupo de Investigación:

Grupo de Tribología y Superficies GTS

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Minas, Departamento de Materiales y Minerales

Medellín, Colombia

2014

Resumen

En el trabajo se hace un seguimiento a la fricción de un par rodante-deslizante bajo condiciones específicas de pares rueda-riel en sistemas ferroviarios, tales como presiones de contacto, materiales de fabricación de los componentes, condiciones de lubricación y porcentajes de deslizamiento. De los ensayos se observó una reducción efectiva en la fricción y la deformación del material en la sub-superficie con la adición de un modificador de fricción en la intercara de contacto, especialmente para bajos porcentajes de deslizamiento (0.8%). La magnitud del endurecimiento por deformación observado en el material fue del orden de 120 HV por encima del valor medido en el material base, siendo la capa endurecida de mayor espesor para deslizamientos del 7%. El análisis de las superficies desgastadas permitió identificar el *ratcheting* como fenómeno de principal de desgaste asociado al agotamiento de la ductilidad de los materiales estudiados.

Palabras clave: Fricción, Par Rueda-Riel, Sistemas Ferroviarios, Contacto Rodante-Deslizante, Porcentaje de deslizamiento, *Ratcheting*

Abstract

This work deals with the friction behavior of rolling-sliding pairs under conditions similar to those found in wheel-rail pairs in railway systems, such as contact pressures, materials in which the components are manufactured, lubrication conditions and creepages. An effective reduction in both friction coefficient and sub-surface hardening was observed with the addition of a friction modifier to the contacting surfaces, especially for low creepage condition (0.8%). Strain hardening led to an increase of circa 120 HV with respect to the hardness of the core and the tests run with a creepage of 7% produced the thicker hardened layers. Examination of the worn surfaces revealed that the ratcheting was the main wear mechanism acting on the samples, which is related to the exhaustion of the ductility of the materials involved.

Keywords: Friction, Rail-Wheel Pair, Railway Systems, Rolling-Sliding Contact, Creepage, Ratcheting.

Contenido

Resumen	IV
Abstract.....	V
Lista de figuras	VIII
Lista de tablas.....	X
Introducción	1
1. Planteamiento del problema	3
2. Justificación	6
3. Marco teórico	9
3.1 Contacto Rodante - Deslizante.....	9
3.2 Contacto Rueda - Riel	11
4. Estado del arte.....	15
5. Objetivos	22
5.1 General	22
5.2 Específicos.....	22
6. Metodología y procedimiento.....	23
6.1 Materiales.....	23
6.1.1 Extracción de probetas.....	23
6.1.2 Material de Riel	24
6.1.3 Material de Rueda	26
6.1.4 Preparación de probetas	27
6.1.5 Lubricantes	28
6.2 Ensayos tribológicos	30
6.2.1 Tribómetro disco-disco.....	30
6.2.2 Experimentación.....	31

6.2.3	Medición de pérdida de masa, tracción y rugosidad	33
6.2.4	Inspección de superficies.....	33
6.2.5	Material deformado bajo la superficie	33
7.	Resultados y Análisis	34
7.1	Coeficiente de fricción.....	34
7.2	Pérdida de masa	38
7.3	Análisis de Superficies	40
7.4	Análisis de Microestructura.....	44
8.	Conclusiones	50
9.	Bibliografía	52

Lista de figuras

Figura 0-1:	Total anual de costo/metro por mantenimiento de un riel para 12MGT[4] ...	1
Figura 1-1:	Contacto Rueda-Riel según el tramo de vía. Izquierda: tramo recto. Derecha: zona de curva.....	3
Figura 1-2:	Modos de falla en rieles debido a daños en las superficies	4
Figura 2-1:	Tasa de desgaste para un Riel lubricado y no lubricado [4]	6
Figura 2-2:	Coeficientes de fricción para diferentes % de deslizamiento y lubricantes ensayados en laboratorio [11].	7
Figura 3-1:	Representación esquemática de las variables presentes en un contacto rueda-riel[9].	12
Figura 3-3:	Variación de la zona de slip con el incremento de <i>creepage</i> [9]	14
Figura 4-1:	Distribución de presión de una rueda de 43cm contra un riel [18]	15
Figura 4-2:	Distribución de presiones y esfuerzos cortantes bajo la superficie en un ensayo disco-disco [18].	16
Figura 4-3:	Variación de la deformación equivalente como función de la profundidad bajo la superficie desgastada de un pin de AL-4Mg bajo condiciones a) Secas b) Lubricadas. [19]	16
Figura 4-4:	Micrográficas de zona deformada bajo la superficie en seco y lubricado [6].	17
Figura 4-5:	Regiones de contacto entre el Riel y la Rueda. Adaptado de [9].	18
Figura 4-6:	Coeficiente de tracción para diferentes condiciones de ensayo.[21]	18
Figura 4-7:	Valores de fricción según la zona de contacto [9].....	20
Figura 4-8:	Sistemas de lubricación en sistemas ferroviarios.	21
Figura 6-1:	Extracción de probetas de rieles.	23
Figura 6-2:	Extracción de probetas de ruedas.....	23
Figura 6-3:	Diseño de las probetas para los ensayos en el tribómetro disco sobre disco	24
Figura 6-4:	Microestructura de riel 350HT	25
Figura 6-5:	Medición de inclusiones para el riel 350HT.....	25
Figura 6-6:	Microestructura de rueda ER8.....	26
Figura 6-7:	Medición de inclusiones para la rueda ER8	26
Figura 6-8:	Tratamientos térmicos para las probetas de rueda	28
Figura 7-2:	Coeficiente de fricción en ensayos con HLK en función del ciclaje	35

Figura 7-3:	Coeficiente de fricción en ensayos con TriboLub en función del ciclaje	36
Figura 7-4:	Curva de Carter para las condiciones de lubricación ensayadas.....	37
Figura 7-5:	Curva de Carter para los modificadores de fricción ensayadas	37
Figura 7-6:	Perdida de masa para las probetas que simularon la riel	38
Figura 7-7:	Pérdida de masa para las probetas que simularon la rueda	39
Figura 7-8:	Inspección visual de las superficies después de ensayos	40
Figura 7-9:	Parámetro Rq para las superficies de Riel y Rueda ensayadas	42
Figura 7-10:	Parámetro Rku para las superficies de Riel y Rueda ensayadas	43
Figura 7-11:	Parámetro Rsk para las superficies de Riel y Rueda ensayadas.....	44
Figura 7-12:	Micrografías de material deformado bajo la superficie	45
Figura 7-13:	Perfil de microdurezas para ensayos bajo condiciones en seco	46
Figura 7-14:	Perfil de microdurezas para ensayos bajo condiciones lubricadas	47
Figura 7-15:	Tribolub degradado y EDS	48
Figura 7-16:	Sintono Terra HLK degradado y EDS	49

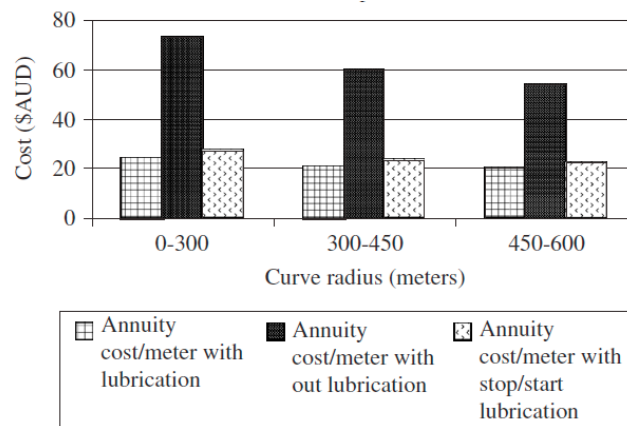
Lista de tablas

Tabla 3-1: Comparación para dos tipos de materiales en contacto de valores típicos de resistencia a la rodadura y picos de presión [12]	10
Tabla 6-1: Composición química del material de riel (% en peso)	24
Tabla 6-2: Dureza de material de riel	25
Tabla 6-3: Composición química del material de rueda (% en peso).....	26

Introducción

El continuo uso de sistemas ferroviarios para el transporte de cargas o de pasajeros ha producido un incremento en los costos de mantenimiento, operación y recambio de elementos. En la década de los 80's Estados Unidos gastó cerca de 600 millones de dólares anuales en cambio de rieles [1], en el 2001 la Unión Europea reportó un gasto en mantenimiento para rieles de 300 millones de euros [2] y en el 2002 en Estados Unidos el mantenimiento tuvo un costo de 2 billones de dólares [3], observándose un incremento elevado de estos costos con el transcurso de los años. Esto es mostrado también por Reddy [4], quien evalúa los costos por año para dos tipos de líneas férreas, mostrando una disminución en costos de mantenimiento cerca de cinco veces cuando se lubricaba la zona de contacto en comparación con un contacto no lubricado, tanto cuando se tenía una aplicación de lubricante constante como por intervalos. La figura 0-1 muestra lo anteriormente mencionado.

Figura 0-1: Total anual de costo/metro por mantenimiento de un riel para 12MGT[4]



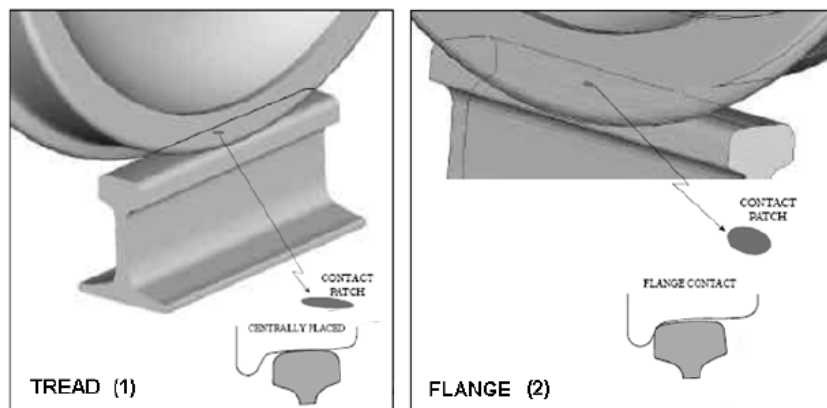
Una manera de reducir estos problemas es la adición de un elemento interfacial en las zonas de contacto entre la rueda y el riel, cuyo propósito es el de regular la fuerza de fricción, limpiar la zona de contacto y aumentar la eficiencia en la operación. Aunque

algunos de los objetivos de tener una condición lubricada en la intercara son los mencionados anteriormente, adicional se busca con este material en esta zona de contacto una disminución de daños superficiales localizados tanto en la rueda como en el riel, que en ocasiones pueden aumentar la contaminación sonora hasta en cinco veces [5], alterando el confort y comodidad de los pasajeros. Trabajos anteriores han mostrado que para cada condición de operación es necesario identificar la cantidad óptima de lubricante o modificador de fricción (MF), que proporcione un mejor desempeño de las superficies frente a fenómenos de desgaste [6].

1.Planteamiento del problema

El desgaste en sistemas ferroviarios ha sido estudiado por años, siendo abordados diversos problemas tales como la aparición de grietas relacionadas con fatiga superficial (RCF), el comportamiento de las superficies en contacto con relación a las cargas dinámicas presentes en los diferentes tramos de vía, la reducción de consumo energético, entre otros [23;43;44]. Para sistemas ferroviarios los problemas del contacto entre la rueda y el riel dependen del tramo de vía en el que el *boogie* vaya pasando. La figura 1-1 muestra la región de la rueda y el riel que entra en contacto para cada una de las zonas, a la izquierda se muestra el contacto presente en tramos de vía rectos y a la derecha el contacto que experimenta cada uno de los elementos en tramos de curva.

Figura 1-1: Contacto Rueda-Riel según el tramo de vía. Izquierda: tramo recto. Derecha: zona de curva.



Los mecanismos de desgaste presentes en el sistema rueda-riel hacen que el uso de un tercer cuerpo en la intercara del par en contacto sea una alternativa para reducir las tasas de pérdida de masa. Sin embargo esa presencia de un tercer cuerpo en la zona de contacto puede ocasionar disminución de la adhesión [21], que en el contexto de sistemas ferroviarios es usada para definir la fricción que puede ponerse a disposición para transferir fuerzas tangenciales entre la rueda y el riel en movimiento [9]. A partir de

esto, es donde se separa en dos clases los medios interfaciales entre la rueda y el riel: lubricantes y modificadores de fricción (MF). Los primeros buscan exclusivamente una disminución del coeficiente de fricción y son usados en tramos curvos, mientras que los modificadores de fricción son usados para tramos rectos en donde se favorezcan acciones de frenado y tracción y su función principal es la de conservar un valor de fricción constante ya establecido. Es importante tener en cuenta que el MF presenta beneficios frente al desgaste y son diseñados también para la mitigación de ruido y en algunos casos reducción de niveles de vibración [9].

Como ya se mencionó, el uso de lubricantes o MF trae también beneficios frente a daños en el material. Estos tipos de sistemas promueven mecanismos de desgaste característicos y en ocasiones debido a la severidad de los mismos, generan daños catastróficos en los elementos en contacto. La figura 1-2 muestra algunas de las marcas que se pueden encontrar en ruedas y rieles a causa de fenómenos relacionados directamente con RCF.

Figura 1-2: Modos de falla en rieles debido a daños en las superficies



a. Headchecks



b. Squats



**c. Desprendimiento de material
(coalescencia de grietas)**



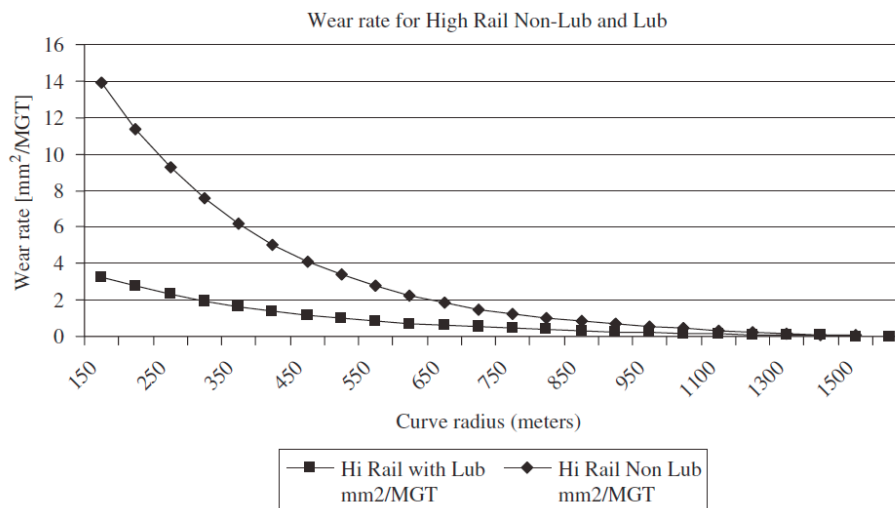
d. Tache oval

Finalmente estos daños superficiales generan y aumentan costos de mantenimiento, debido a que tanto la rueda como el riel deben mantener un perfil establecido para un contacto adecuado según el tramo de vía, lo que genera acciones de reperfilado más seguido y por consiguiente un cambio acelerado en el material.

2. Justificación

Trabajos anteriores han mostrado una reducción de fricción en un par rodante deslizante cuando se aplica un tercer material entre ambos, ya sea como lubricante o como modificador de fricción [21]. La aplicación de estos materiales en la intercara ha demostrado un control de mecanismos de desgaste. La figura 2-1 muestra la reducción de la tasa de desgaste cuando se tiene un contacto lubricado para un sistema ferroviario, donde se puede observar que con radios de curvatura pequeños el desgaste es más severo en comparación con radios de curva mayores debido principalmente al aumento de las condiciones de contacto en curvas cerradas (mayores presiones, menores áreas de contacto, mayor deslizamiento), notándose una disminución hasta de cinco veces en la tasa de desgaste para radios menores a 200m cuando se está lubricado.

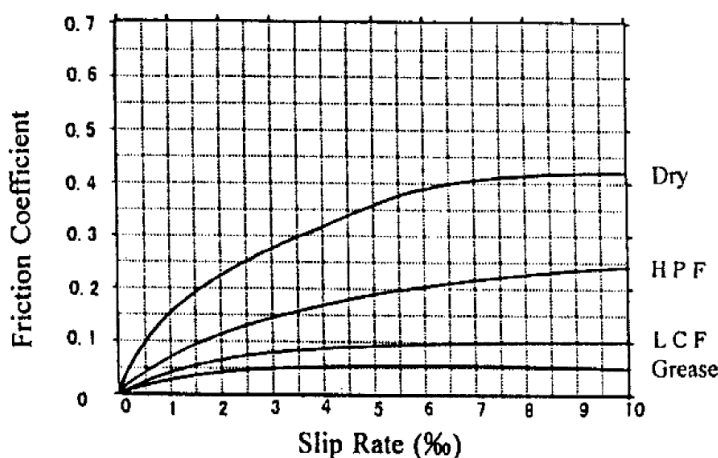
Figura 2-1: Tasa de desgaste para un Riel lubricado y no lubricado [4]



Este fenómeno de reducción de desgaste es mostrado también en sistemas ferroviarios en Europa y otros lugares del mundo, como en Australia, donde sobre las vías de *Olympic Park Loop* se reportó en una curva de 200 m una disminución del desgaste en el flanco lubricado de 0.36 mm/día (vida 0.2 años) a 0.006 mm/día (vida 3.5 años), lo que representa también un aumento de la vida útil de los elementos [10]. Se ha reportado también, en el caso de Eurostar, que con contactos lubricados se incrementan los intervalos de reperfilado de 70.000 Km a 300.000 Km, representando un ahorro aproximado de 1'000.000 de libras en mantenimiento y materiales [7]. Las mejoras en los materiales de ambos elementos en el contacto también traen consigo resultados positivos, como se mostró en el Sistema de Queensland en donde se evidenció un aumento en la vida del riel en un factor de 2 y para la rueda en un factor de 5 [7].

La aplicación de lubricantes o modificadores de fricción en la zona de contacto en sistemas rueda-riel se ve reflejado directamente en una reducción del coeficiente de fricción en comparación con condiciones en seco, que es deseable cuando se tiene el sistema en tramos curvos, la figura 2-2 muestra este comportamiento, en donde se puede ver la variación del coeficiente de fricción cuando se tiene un contacto seco y lubricado en diferentes condiciones.

Figura 2-2: Coeficientes de fricción para diferentes % de deslizamiento y lubricantes ensayados en laboratorio [11].



De acuerdo a lo anterior, poder levantar en laboratorio una curva como la presentada en la figura 2-2, podría establecer valores de coeficiente de fricción que de cierta manera

permitan medir la capacidad de la zona de contacto en absorber la adhesión, que está directamente relacionada con ese nivel de saturación de la fuerza tangencial en una curva de *creep* [16]. En este trabajo se evalúan modificadores de fricción bajo condiciones de funcionamiento en sistemas ferroviarios y se establece el valor de saturación de la fuerza tangencial, con la cual es posible estudiar las condiciones de arranque y distancias de frenado en sistemas reales. Junto con esto, es posible lograr un acercamiento a los fenómenos involucrados en un contacto rodante-deslizante mediante mediciones de pérdida de masa, variación de parámetros de rugosidad y la identificación de zonas deformadas bajo la superficie. Estos resultados podrán ayudar a generar mejoras en condiciones de funcionamiento y competitividad de sistemas ferroviarios locales.

3. Marco teórico

3.1 Contacto Rodante - Deslizante

Cuando se habla de un par en contacto rodante, se va a presentar una resistencia al movimiento debido a que en la misma zona de contacto existen fenómenos locales de deslizamiento. Esta resistencia al movimiento está relacionada con variables externas como carga (W) y geometría (R) y otras intrínsecas de material como módulo elástico (E) y la histéresis de sólido elástico (α). En las ecuaciones (3.1) y (3.2) se observa la resistencia al movimiento de una rueda rodando y el pico de presión en un contacto elástico en donde se relacionan las variables anteriormente relacionadas.

$$\mu_R = \frac{4\alpha}{3\pi} \left(\frac{W}{\pi R E} \right)^{1/2} \quad (3.1)$$

$$P_o = \left(\frac{W E^*}{\pi R L} \right)^{1/2} \quad (3.2)$$

En las ecuaciones anteriores se puede observar que con el aumento del módulo elástico del material la resistencia al movimiento va a ser menor, mientras que el efecto es el opuesto sobre el pico de presión, teniendo en cuenta que en este último caso la variable que entra en juego es el módulo que está dado por la ecuación (3.3), que es un módulo conjugado de los dos materiales en contacto. La tabla 3-1 muestra valores de resistencia a la rodadura típicos para dos tipos de materiales en contacto.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (3.3)$$

Tabla 3-1: Comparación para dos tipos de materiales en contacto de valores típicos de resistencia a la rodadura y picos de presión [12]

	Rueda neumática/asfalto	Sist. Rueda/Riel
Coefficiente de resistencia al la rodadura μ_R	1 x 10e2	2 x 10e-4
Presión de contacto máxima (Mpa)	75	1000

Como se mencionó anteriormente, en la zona de contacto cuando dos sólidos están rodando, se puede tener una zona de deslizamiento. Esta zona de deslizamiento está relacionada directamente con las deformaciones elásticas de las superficies en contacto, por lo que siempre se tendrá un elemento de micro-deslizamiento dentro de la zona, que hace su aporte a la resistencia al movimiento.

Se dice que dos cuerpos están rodando juntos uno contra otro, si existe una diferencia entre las velocidades angulares medidas sobre sus ejes, siendo estos paralelos entre los elementos. Partiendo de esta premisa, en un punto de tangencia va a existir un plano común para ambos sólidos en donde se tiene una componente de velocidad V para cada una de las superficies en contacto. La velocidad angular de rodadura va a ser la diferencia entre cada una de la velocidades angulares ω_1 y ω_2 de los cuerpos en movimiento y sobre el plano tangente en el punto de tangencia. Existirá por tanto una velocidad de deslizamiento que sería la diferencia entre las velocidades lineales V_1 y V_2 en ese punto, de donde se desprende el término velocidad de rodadura U que se define en el caso en que los dos cilindros giran con sus centros fijos y que está dada por la ecuación (3.4).

$$U = \frac{1}{2}(V_1 + V_2) \quad (3.4)$$

Cuando las superficies entran en contacto por causa de las cargas aplicadas, los sólidos experimentaran una deformación en los puntos de contacto, formándose una zona con dimensiones establecidas que a partir de teoría de Hertz, es posible determinar su tamaño si se conocen el valor de las cargas y propiedades del material. Si los dos cuerpos comienzan a girar en presencia de fricción, pares de puntos dentro de la zona de

contacto experimentaran deslizamiento relativo entre ellos (*slip*) o adhesión (*stick*), en donde en esta última región los puntos en el contacto sufrirán un desfase con respecto al movimiento de todo el sólido, lo cual es conocido como *creep*. Cuando los cuerpos comienzan a estar en rodadura, las deformaciones en los sólidos generadas por los esfuerzos de tensión producen un alargamiento del material en la zona de contacto generando un pequeño aumento en el radio del elemento, haciendo que al momento que el centro del cuerpo realice una vuelta descrita por su perímetro $2\pi R$, el punto externo en contacto recorre una distancia más grande, esta fracción de aumento en la distancia, se conoce como relación de *creep* ξ . Debido a esto, se presentara un incremento en la velocidad de rodadura debido a un aumento en la velocidad de *creep* δV , aportando un nuevo valor para la velocidad V en cualquier instante.

Si se asume que el campo de esfuerzos es constante, la diferencia entre V_1 y V_2 representa la velocidad de deslizamiento entre ambos sólidos y podemos escribirla en términos no dimensionales como se muestra en la ecuación (3.5) [12].

$$\frac{\dot{s}}{U} = \xi + \left\{ \frac{\delta w_{x1}}{\delta x} - \frac{\delta w_{x2}}{\delta x} \right\} \quad (3.5)$$

Donde ξ representa la relación de creep definida por la ecuación 3.6

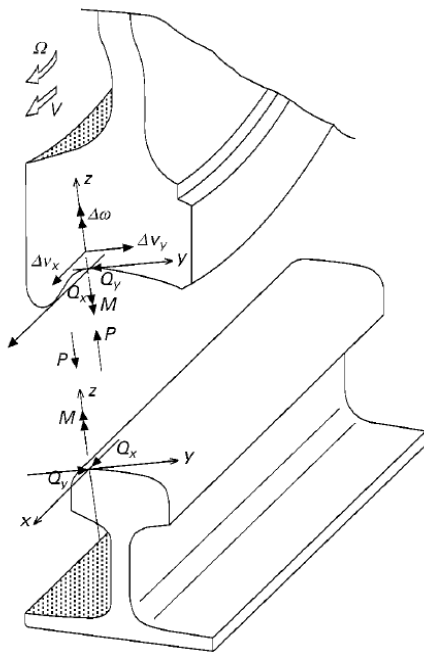
$$\xi = \frac{(\delta V_1 - \delta V_2)}{U} \quad (3.6)$$

3.2 Contacto Rueda - Riel

Lo anteriormente mencionado se relaciona para el contacto entre dos cilindros. Para contacto en un sistema ferroviario el campo de estudio es mucho más amplio por las cantidades de fuerzas y fenómenos que se involucran en comparación a fenómenos simulados en laboratorio. Para el desarrollo del contacto rueda-riel, hay que tener en cuenta que existen esfuerzos normales y de corte sobre y debajo de la superficie, como en el caso cilindro-cilindro, por lo que a causa de su geometría la forma de la zona de contacto toma una forma elíptica.

A lo largo de los años se han desarrollado modelos para determinar el valor de cada una de las variables presentes en este fenómeno de contacto, destacándose por ejemplo los de Cerruti [13], Boussinesq [14] y Winkler [15]. Para un contacto rueda-riel, el número de variables en el contacto aumenta significativamente, debido a que se estudia el fenómeno en tres dimensiones (x, y, z) donde “x” representa la dirección longitudinal de rodadura, “y” la dirección lateral y “z” la dirección normal. La figura 3-1 muestra las variables sobre las superficies en contacto y lo que representa cada una de ellas.

Figura 3-1: Representación esquemática de las variables presentes en un contacto rueda-riel[9].



- R = Radio de rueda
- V = Velocidad de viaje de la rueda
- Ω = Velocidad de rotación de la rueda
- P = Fuerza normal
- Q_x = Fuerza de creep longitudinal
- Q_y = Fuerza de creep lateral
- M = Momento de giro
- Δv_i = Velocidad de translación relativa entre el plano entre los cuerpos en contacto
- $\Delta \omega$ = Velocidad de rotación relativa entre los cuerpos en contacto
- a = Semi-eje longitudinal de la elipse de contacto
- b = Semi-eje lateral de la elipse de contacto
- t = tiempo
- v_x = Relación de creep longitudinal
- v_y = Relación de creep lateral
- φ = Relación de giro
- u_x = Desplazamiento longitudinal
- u_y = Desplazamiento lateral
- s_x = Deslizamiento longitudinal normalizado
- s_y = Deslizamiento lateral normalizado
- p = Presión de contacto
- q_x = Componente del esfuerzo tangencial en dirección longitudinal
- q_y = Componente del esfuerzo tangencial en dirección lateral
- μ = Coeficiente de fricción
- α = Coeficiente de tracción

Las relaciones de creep (v_x) y de giro (φ) están en función de la velocidad relativa normalizada con respecto a la velocidad de referencia, usualmente tomada como la velocidad de viaje (V) y velocidad de rodadura (R)[9]. Las ecuaciones (3.7) y (3.8) muestran estas relaciones.

$$v_i = \frac{2\Delta v_i}{V + \Omega R}; i \in (x, y) \quad (3.7)$$

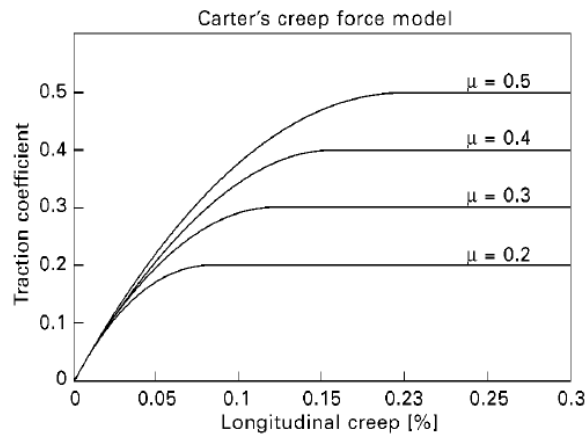
$$\varphi = \frac{2\Delta\omega}{V+\Omega R} \quad (3.8)$$

El coeficiente de tracción está definido como la relación de la fuerza tangencial y normal como se mencionó anteriormente y es mostrado en la ecuación (3.9).

$$\alpha = \frac{\sqrt{Q_x^2 + Q_y^2}}{P} \quad (3.9)$$

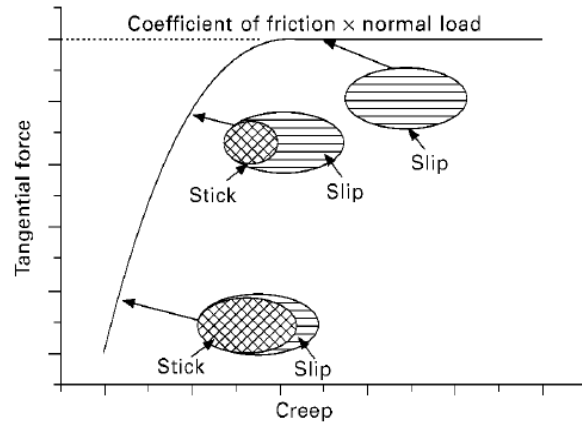
Para este contacto específico, también se presentan zonas de adhesión (*stick*) y deslizamiento (*slip*) dentro de la zona de contacto entre la rueda y el riel a causa del fenómeno de rodadura presente. Para sistemas rueda-riel, Carter [16] planteó un modelo de fuerzas de *creep* relacionadas con la fricción en el contacto, siempre y cuando hubiera presencia de una zona de deslizamiento (*slip*). El modelo se estableció para relacionar las fuerzas de tracción o frenado entre la rueda y el riel, asumiendo un cilindro sobre un plano infinito. La figura 3-2 muestra coeficientes de tracción a partir del modelo planteado por Carter con relación a coeficientes de deslizamiento; se puede observar que luego de cierto porcentaje de *creep* el contacto presenta una zona de 100% de deslizamiento y el valor del coeficiente de tracción alcanza valores constantes.

Figura 3-2: Coeficientes de tracción para el modelo de Carter [9].



La figura 3-3 muestra la variación de la zona de contacto conforme se aumenta el porcentaje de deslizamiento observándose el incremento del área de la zona de *slip*, hasta el punto en que en la zona de contacto alcanza deslizamiento 100%.

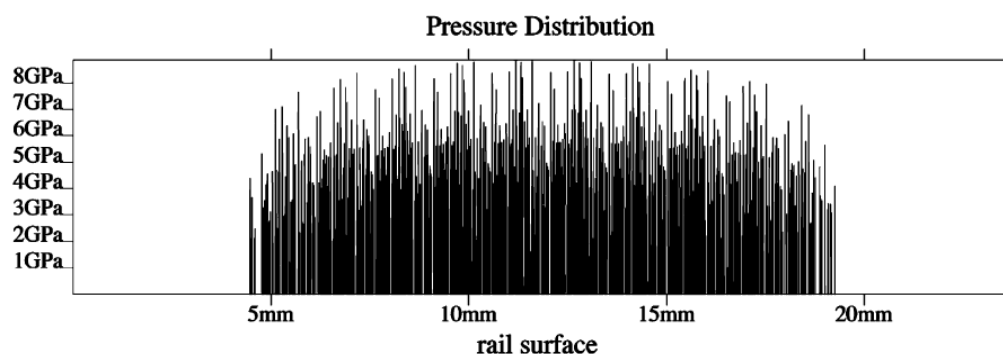
Figura 3-3: Variación de la zona de slip con el incremento de *creepage* [9]



4.Estado del arte

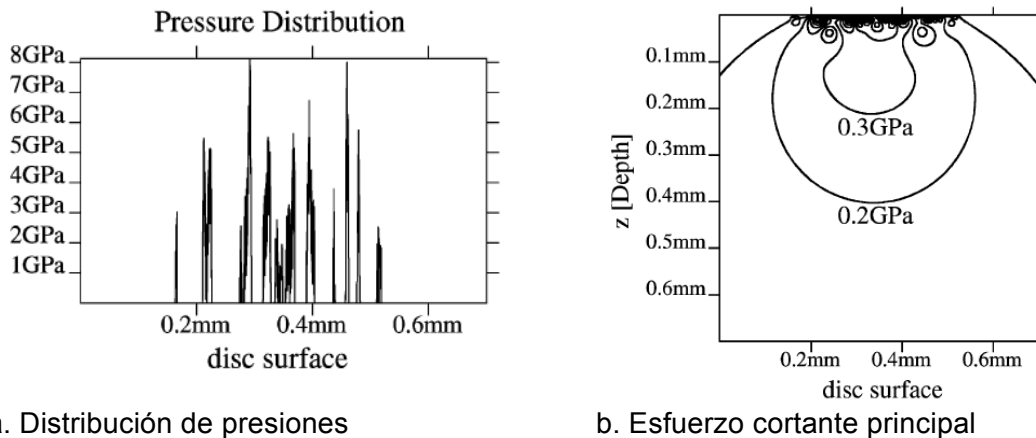
Al momento de analizar dos superficies en contacto es importante tener en cuenta el estado de las mismas. En sistemas rueda-riel puede alcanzarse presiones de contacto elevadas, en algunos casos por encima de 1GPa, por lo que la rugosidad de estas superficies va a influir en el comportamiento del material al momento de aplicar la carga. Trabajos anteriores han mostrado la influencia del acabado superficial de los esfuerzos que puede experimentar la superficie y sub-superficie, Kapoor y Johnson [17] han mostrado que en un contacto conforme, las asperezas juegan un papel importante, puesto que a bajas cargas, los esfuerzos presentes cerca de la superficie son elevados, encontrando que las presiones reales en las asperezas son mucho más altas que las presiones nominales promedio. Otros trabajos [18] han mostrado que estos esfuerzos bajo condiciones normales pueden exceder el *shakedown limit* del material, causando flujo plástico bajo las superficies de las asperezas. Estas altas presiones se encuentran a pocas micras por debajo de las superficies, por lo que los esfuerzos tan elevados y cíclicos pueden causar un flujo plástico provocando un inicio de falla. En la figura 4-1, se observa la distribución de esfuerzos en un riel en contacto con una rueda, las mismas condiciones fueron analizadas idealmente (modelo hertziano) consiguiendo una presión de 1 GPa, ocho veces menor que la presión real en el contacto [18].

Figura 4-1: Distribución de presión de una rueda de 43cm contra un riel [18]



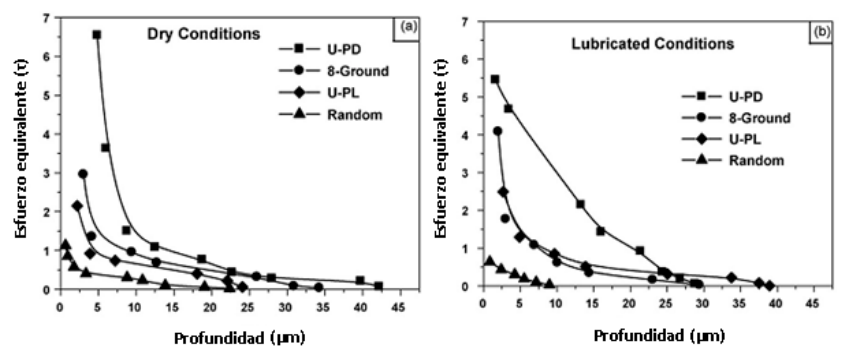
De la misma manera se hizo el análisis en un ensayo disco sobre disco, en donde se encontraron los mismos resultados. Es necesario aclarar que el ancho de la zona de contacto es mucho más pequeña por lo que las presiones son más sensibles a la rugosidad, sin embargo, la presión hertziana es de 0.95 GPa cerca de ocho veces por debajo la presión máxima entre las asperezas. En la figura 4-2 se puede observar la distribución de presiones en el ancho, en donde las asperezas entran en contacto junto con la distribución de los esfuerzos cortantes bajo la superficie, en la cual se tiene un valor de 2 GPa a una profundidad de 2.2 μm aproximadamente.

Figura 4-2: Distribución de presiones y esfuerzos cortantes bajo la superficie en un ensayo disco-disco [18].



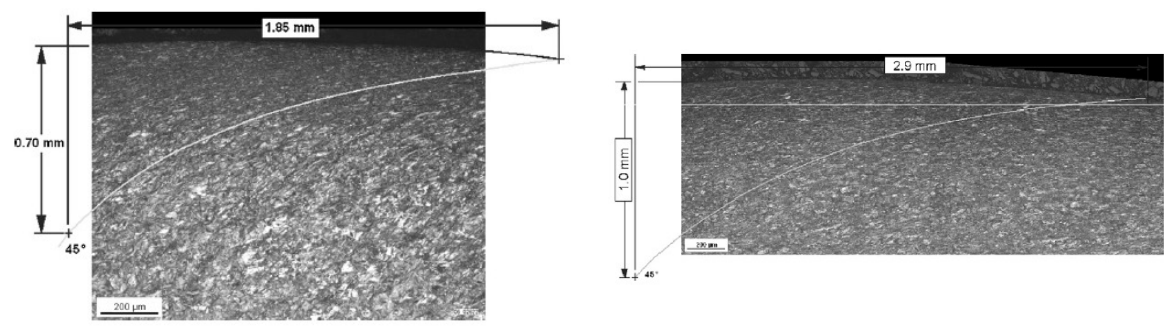
Los elevados esfuerzos presentes en un material pueden generar un bajo desempeño del mismo y el uso de lubricantes en las superficies pueden disminuir estos valores. La figura 4-3 muestra la variación de los esfuerzos equivalentes en un ensayo pin disco en seco y lubricado, evidenciándose una disminución en el esfuerzo equivalente con respecto a la profundidad del material, llevando esto también a una disminución de la zona deformada en la sub-superficie.

Figura 4-3: Variación de la deformación equivalente como función de la profundidad bajo la superficie desgastada de un pin de AL-4Mg bajo condiciones a) Secas b) Lubricadas. [19]



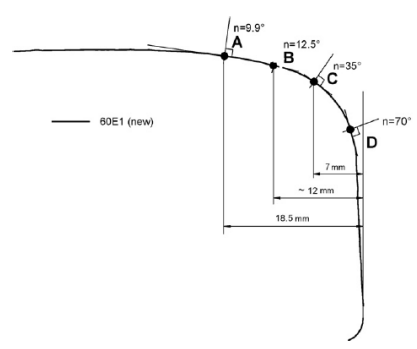
Lo anteriormente mencionado se corrobora con un trabajo realizado anteriormente por Eadie [6], en donde en un banco de pruebas a gran escala simularon contactos lubricados para rueda-riel y se observó una disminución por encima de un 25% en la zona deformada que se midió. Las microfografías son mostradas en la figura 4-4 junto con el esquema mostrando el punto de medida.

Figura 4-4: Micrografías de zona deformada bajo la superficie en seco y lubricado [6].



Medición de la zona deformada con aplicación de lubricante después de 100000 pasadas (punto C)

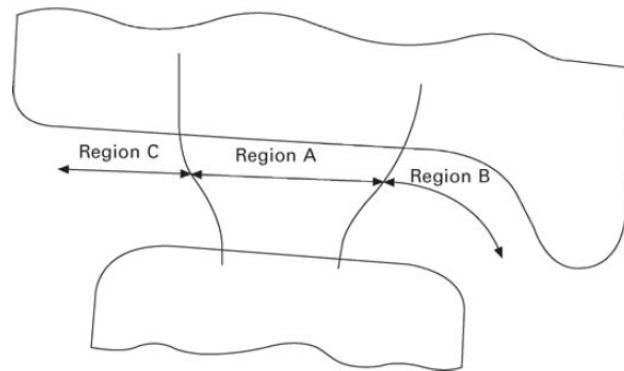
Medición de la zona deformada en seco después de 100000 pasadas (punto C)



Esquema de puntos de medición en el perfil del riel (medida hecha en el punto C)

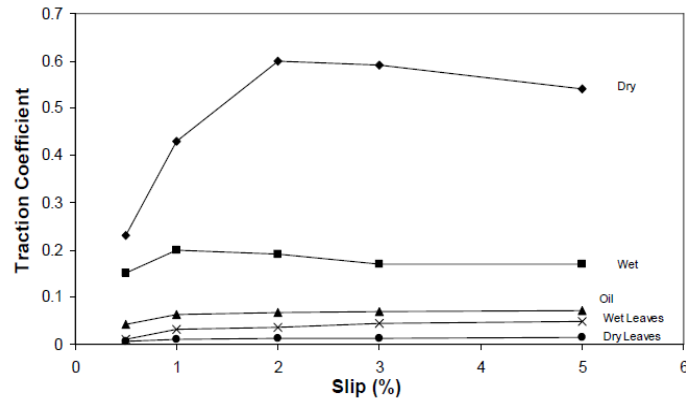
La figura 4-5 muestra también tres zonas identificadas en la interfaz de contacto entre la rueda y el riel, en donde la zona A se presenta normalmente cuando el vehículo está en un tramo de vía recto o curvas de radio muy grande y es una región en donde se presentan los esfuerzos de contacto y fuerzas laterales más bajas, en la zona B, la región de contacto es mucho más pequeña que en la zona A y se presentan daños mucho más severos debido a que los esfuerzos de contacto y la tasa de desgaste es mucho más alta. Finalmente la zona C es una región donde normalmente no se presenta contacto y cuando se presenta es inducido, ocasionando un desgaste indeseable en el set de ruedas.

Figura 4-5: Regiones de contacto entre el Riel y la Rueda. Adaptado de [9].



El uso de lubricante también tiene un papel importante en el comportamiento de la fricción en el par rodante deslizante, permitiendo una disminución en valores de esta variable, esto es corroborado por Gallardo [21] (figura 4-6), donde se observa que con el uso de un tercer material en la zona de contacto se genera una disminución del coeficiente de fricción, aunque no sea un aceite o grasa. En este trabajo se usan varios tipos de hojas de árboles debido a que la ciudad donde está ubicado este sistema férreo es muy común su presencia en otoño sobre las vías del tren.

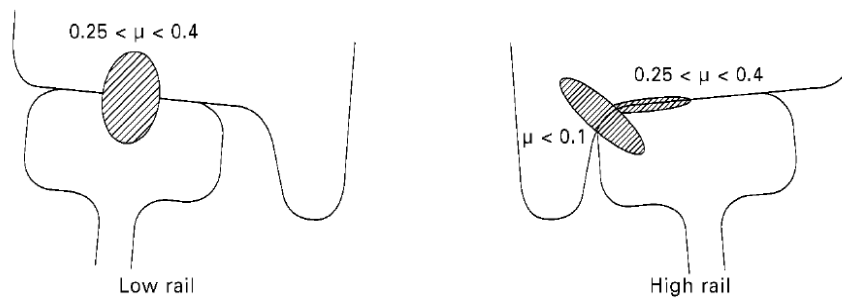
Figura 4-6: Coeficiente de tracción para diferentes condiciones de ensayo.[21]



Es importante tener en cuenta que una grasa entre la rueda y el riel reporta disminución en la tasa de desgaste, aumento en la vida útil de los elementos (rueda y riel), un ahorro en energía y confort para los pasajeros en cuanto a la disminución en cantidad de ruido, así fue reportado por IBCV (*Infraco Bakerloo Central Victoria Lines*) bajando niveles de ruido unos 20 decibeles con la aplicación de lubricantes sobre la vía [7]. Es importante tener en cuenta que un exceso de lubricación puede generar un aumento en el crecimiento de las grietas en el flanco debido a la presurización del fluido dentro de ella [22].

Esta disminución está bastante relacionada con la aplicación de la grasa, ya que con una adecuada lubricación en el sistema, se puede conseguir valores de coeficiente de fricción de 0.1 o menores en comparación con valores de 0.5 en condiciones secas [23]. La implementación de equipos lubricadores, ya sean a bordo o no, se ha dado desde años atrás [24] y con su uso, se ha obtenido un ahorro de energía en el sistema. Así se reportó en Sudáfrica, en donde se realizaron mediciones con el fin de determinar el ahorro de energía en una curva lubricada y en seco donde se encontró un ahorro aproximado del 48% [23]. La literatura ha reportado valores significativos para el contacto rueda-riel según la zona de contacto en la que se encuentre el sistema, ya sea curva o recta, la figura 4-7 muestra los valores esquemáticamente, donde adicional a esto se reportan valores de coeficiente de fricción para aceleración y frenado de 0.2 en el par rodante deslizante [9].

Figura 4-7: Valores de fricción según la zona de contacto [9]



Como se mencionó anteriormente, con un buen control de la fricción se puede conseguir beneficios no solo en el desgaste sino en la reducción del ruido en las curvas, fuerzas laterales, problemas de corrugación y consumo de combustible [6], este ahorro en combustible fue reportado por Reinffand [25] aproximadamente de un 30% para sistemas lubricados. El uso adecuado de modificadores de fricción controlan la adhesión de la rueda contra el riel ya sea para acciones de arranque o frenado, por lo que el control de este fenómeno adhesivo implica costos para sistema ferroviarios como fue reportado por *Swedish National Rail Administration*, que ha estimado cerca de 90 millones de euros anualmente [26], debido a que esto está relacionado con la seguridad del sistema.

Adicionalmente un costo que se debe tener en cuenta es el asociado al consumo de grasa para rieles, ya que se reporta un consumo entre 0.7 y 2.5 Kg/Km para diferentes ciudades [4], dependiendo del número de trenes, curvas y tipo del equipo de aplicación, ya sea estacionario o a bordo. El uso de lubricantes en la zona de contacto no solo reduce el desgaste como se mencionó anteriormente en las superficies, sino que minimiza la zona deformada bajo la superficie, esto se evidencia en los resultados obtenidos en diferentes trabajos [27,19].

Para la aplicación de la grasa o la aplicación de las barras en el caso de lubricación sólida, se distinguen dos tipos de equipos para la aplicación del lubricante en estos sistemas: a bordo y en vía o estacionarios. La selección del sistema depende principalmente del tipo de lubricante, la facilidad de aplicación del mismo y la variación de costos entre uno y otro. Los sistemas a bordo, van colocados en el vehículo y aplican el lubricante, en grasa o sólido, en el flanco de la rueda para ser transmitido a la cabeza del

riel que entra en contacto con la misma, puede ser aplicado en ambas rueda [29]. Los lubricadores estacionarios son instalados en una de las curvas principales y existen mecánicos, hidráulicos y de accionamiento eléctrico. La efectividad de estos sistemas depende de su ubicación, de la viscosidad del lubricante a diferentes temperaturas y el nivel de mantenimiento. En la figura 4-8 se muestran cada uno de los sistemas, el estacionario y el de vehículo.

Figura 4-8: Sistemas de lubricación en sistemas ferroviarios.



a. Lubricación por medio de lubricador estacionario [30]



b. Lubricación por medio de lubricador estacionario[31]



c. Lubricación por medio de lubricador a bordo[29]



d. Lubricación por medio de lubricador a bordo[29]

5. Objetivos

5.1 General

Analizar el comportamiento de la fricción en un par rodante-deslizante con diferentes tipos de grasas lubricantes utilizadas en sistemas rueda-riel, bajo condiciones de funcionamiento similares a las encontradas en sistemas masivos de transporte ferroviario

5.2 Específicos

- Identificar el régimen de lubricación que se establece en el sistema tribológico, a partir de las variaciones en la calidad superficial de los componentes y de los valores de fricción observados.

- Analizar los cambios microestructurales de los materiales en contacto con el fin de correlacionar las características de la capa deformada con la variación del coeficiente de fricción al aplicar modificadores en la intercara.

- Estudiar el posible efecto de la generación de residuos de desgaste (debris) que se incorporan al lubricante sobre los mecanismos de desgaste y el régimen de lubricación que se establece.

6. Metodología y procedimiento

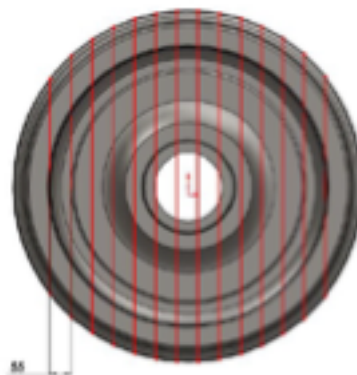
6.1 Materiales

6.1.1 Extracción de probetas

La extracción de probetas se hizo de materiales que actualmente son usados en el sistema ferroviario del Metro de Medellín. Las probetas que simulan el riel fueron extraídas de la cabeza de rieles como se muestran en la figura 6-1, las que simulan las ruedas se tomaron de ruedas dadas de baja por la empresa por pérdida de dimensiones por desgaste. Cada una de las ruedas se cortó como se muestra en la figura 6-2 y de cada uno de los pedazos se hizo la extracción de las muestras.

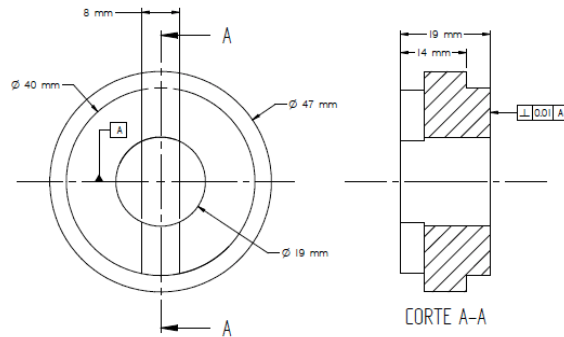
Figura 6-1: Extracción de probetas de rieles.

Figura 6-2: Extracción de probetas de ruedas.



El diseño de las probetas fue el mismo tanto para las que fueron extraídas de rieles como de ruedas. En la figura 6-3 se muestra el dimensionamiento de cada una de ellas

Figura 6-3: Diseño de las probetas para los ensayos en el tribómetro disco sobre disco



6.1.2 Material de Riel

Las probetas que simularon el riel se extrajeron de un cupón de cabeza endurecida 350HT que tiene una resistencia al desgaste y a la formación de marcas de fatiga (*head checks*) tres veces por encima que un R260 [6]. La composición química del material es mostrada en la tabla 6-1 y se hizo en un espectrómetro de emisión óptica marca Shimadzu 5500.

Tabla 6-1: Composición química del material de riel (% en peso)

Elemento	C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	Mo	Cu
Riel	0,772	0,454	1,2	0,016	0,015	0,020	0,082	0,015	0,019

Los porcentajes mostrados en la tabla 6-1 corroboran la clasificación del material usado en los ensayos según la norma UNE-EN 13674 “*Aplicaciones ferroviarias. Vías y Carriles*” [32].

En las figuras 6-4 y 6-5 se puede observar la microestructura del material de riel a ensayar y la micrografía para la medición de inclusiones.

Figura 6-4: Microestructura de riel 350HT

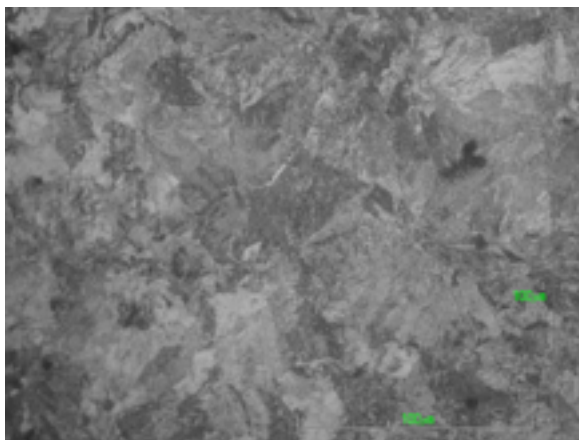
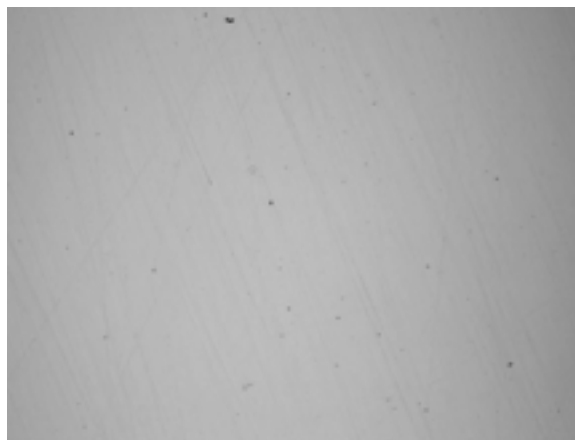


Figura 6-5: Medición de inclusiones para el riel 350HT



En la micrografía se puede observar una microestructura perlítica en donde en algunas zonas se nota claramente la separación de las láminas de cementita y ferrita. Esto se corrobora con los porcentajes de carbono, los cuales ubican al acero cerca al punto eutectoide del diagrama hierro-carbono. Las durezas mostradas en la tabla 6-2 reafirman lo dicho anteriormente en donde para un acero eutectoide las durezas están alrededor de 400HV [33].

Tabla 6-2: Dureza de material de riel

Carga: 31,25 Kgf					
Dureza (HV)	391	391	381	372	391
Prom. (HV)	385				

El análisis de inclusiones se hizo a partir en la norma ASTM E-45 "Determinación de nivel de inclusiones en los aceros" método A [34], que se basa principalmente de la determinación de la severidad visualmente. Partiendo de esto, se determinó la presencia de óxidos como el tipo de inclusiones predominante y un número de 64 de inclusiones en un campo mínimo que da finalmente una severidad de 4 de serie fina.

6.1.3 Material de Rueda

Igualmente que las muestras de riel, para las de rueda se hizo un análisis químico con el fin de clasificar el material bajo norma aplicable. La tabla 6-3 muestra la composición química de ellas.

Tabla 6-3: Composición química del material de rueda (% en peso)

Elemento	C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	Mo	Cu
Rueda	0,54	0,232	0,745	0,004	0,014	0,114	0,172	0,05	0,225

Partiendo de los valores de la composición química, según la norma UNE-EN 13262 “Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto” el material de rueda quedo clasificado bajo un grado ER8 [35].

En las figuras 4.6 y 4.7 se puede observar la microestructura del material de rueda a ensayar y la micrografía para la medición de inclusiones.

Figura 6-6: Microestructura de rueda ER8

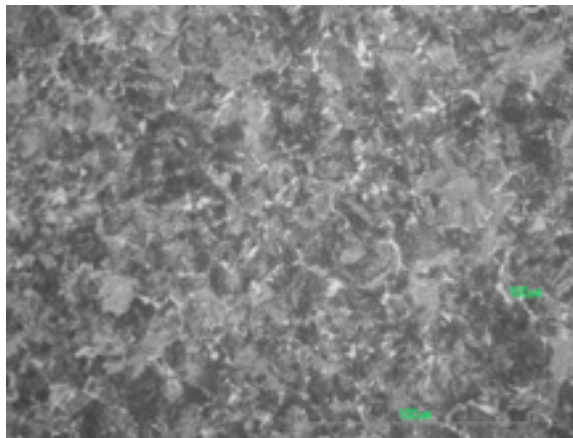


Figura 6-7: Medición de inclusiones para la rueda ER8



En la micrografías se alcanza a percibir una microestructura perlítica con granos ferríticos preutectoides, lo que es acorde al contenido de carbono que se especificó en el análisis químico del material. Esta microestructura alcanza una dureza promedio entre 290HV y 300HV, menor a la reportada en el material de riel, esto debido principalmente a la

aparición de zonas blandas conseguidas en el tratamiento isotérmico que se hizo en la preparación de las probetas.

Igualmente que para el material de riel, con el material de rueda se hizo un análisis de inclusiones para determinar la severidad visualmente. De este se observó presencia de óxidos como inclusiones que predominan en una severidad de 4 en una serie fina.

6.1.4 Preparación de probetas

Una vez listas las probetas de riel, se hizo un desbastado con el fin de obtener el parámetro Ra en un rango de valores establecidos (1.0 -1.5 μm), este proceso se hizo con remoción de material por torneado.

Para las muestras que simularon las probetas de rueda, antes de hacer el proceso de maquinado que permitiera alcanzar el parámetro superficial requerido se sometieron a un tratamiento térmico para obtener la dureza estipulada bajo norma para una rueda grado ER8, esto debido a que las probetas se extrajeron de toda una rueda comercial y las durezas entre la manzana y la zona de rodadura presentaron variaciones importantes.

Primero las probetas fueron sometidas a un tratamiento térmico de normalizado por 30 minutos a una temperatura 870°C seguido de enfriamiento al aire hasta temperatura ambiente (convección libre). Posterior a esto se procedió a realizar el tratamiento para conseguir la microestructura perlítica, en el cual cada una de las probetas de rueda fue introducida en el horno a una temperatura de 845°C por 30 minutos y luego se sostuvo en aceite para el tratamiento isotérmico durante 30 segundos, consiguiendo así la microestructura y dureza deseadas, luego las probetas se dejaron enfriar al aire libre después de ser sacadas del aceite. En las figuras 6-8 y 6-9 se muestran los tiempos de sostenimiento y el ciclo del tratamiento isotérmico superpuesto sobre el diagrama TTT para este material respectivamente

Figura 6-8: Tratamientos térmicos para las probetas de rueda

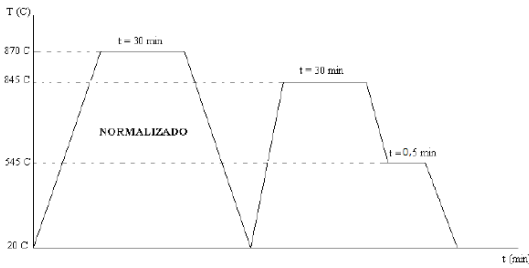
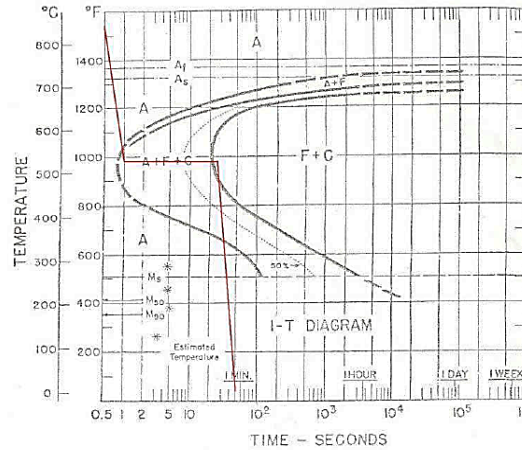


Figura 6-9: Diagrama TTT para el material de rueda



6.1.5 Lubricantes

Para definir las condiciones de lubricación se hizo uso de dos modificadores de fricción para aplicación en vía férrea: uno comercial, Sintono Terra HLK, y el otro desarrollado en el laboratorio de tribología y superficies especialmente para sistemas ferroviarios, Tribolub [29]. Previo a cada uno de los ensayos se realizaron pruebas físico-químicas con el fin de caracterizarlos y poder conocer su comportamiento bajo ciertas condiciones específicas de trabajo [29].

En las figuras 6-10 a 6-13 se muestran algunas de las características reológicas de los modificadores de fricción seleccionados. Se incluyen en las gráficas otros lubricantes estudiados en trabajos previos desarrollados en el grupo de tribología y superficies [45]

Figura 6-10: Detalle de la figura de **Figura 6-11:** Detalle de la figura de medición de viscosidad [29]

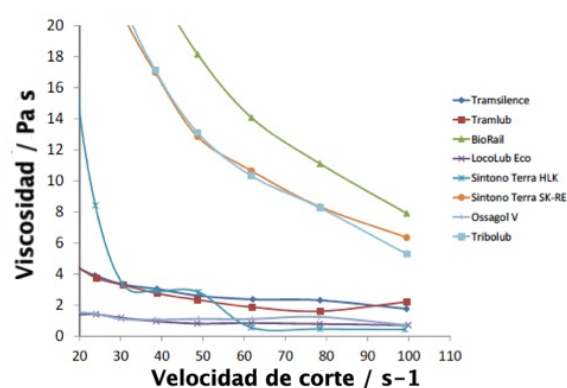
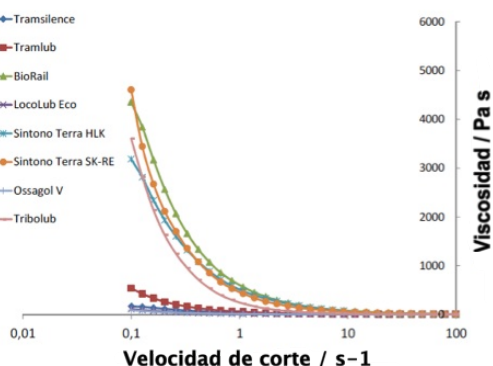
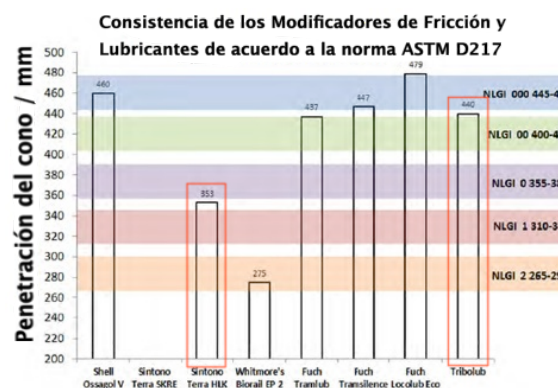
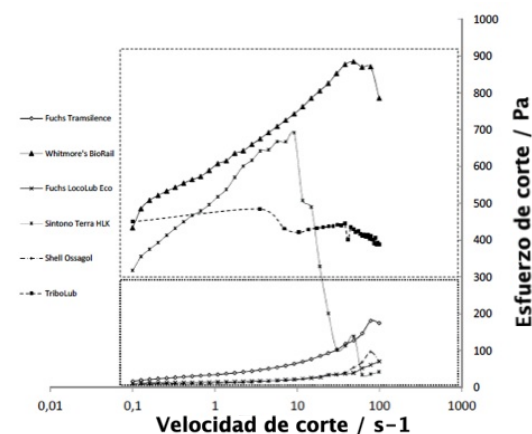


Figura 6-12: Aplicación del esfuerzo de **Figura 6-13:** Consistencia de modificaciónes de fricción y lubricantes. Norma ASTM D217 [29].



De las figuras 6-10 a 6-13 se puede observar que ambos modificadores de fricción con el aumento de velocidad de deformación disminuyen su capacidad a soportar un esfuerzo de corte, sin embargo el Tribolub muestra un mejor comportamiento para esta propiedad en comparación con el Sintono Terra HLK, ya que este disminuye su viscosidad rápidamente a frecuencias bajas de esfuerzos de corte. Para las grasas y modificadores de fricción usados en los ensayos, la viscosidad varía con la rapidez de la aplicación del esfuerzo de corte, por lo que para grasas y MF se acostumbra a dar su resistencia a penetración, una prueba común para esto es la consistencia NLGI. La figura 6-13 muestra los resultados entre Tribolub y Sintono Terra HLK, este ultimo reporta valores

de NLGI mayores que el TriboLub, lo que quiere decir que éste último presenta una resistencia mayor a la penetración entre los dos modificadores evaluados.

6.2 Ensayos tribológicos

6.2.1 Tribómetro disco-disco

El tribómetro usado en las pruebas es mostrado en las figuras 6-14 y 6-15

Figura 6-14: Máquina disco sobre disco

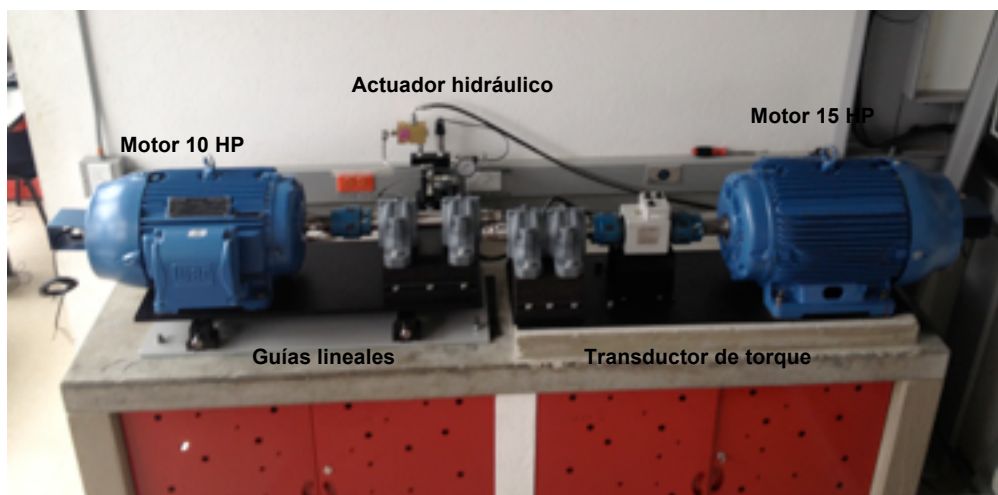
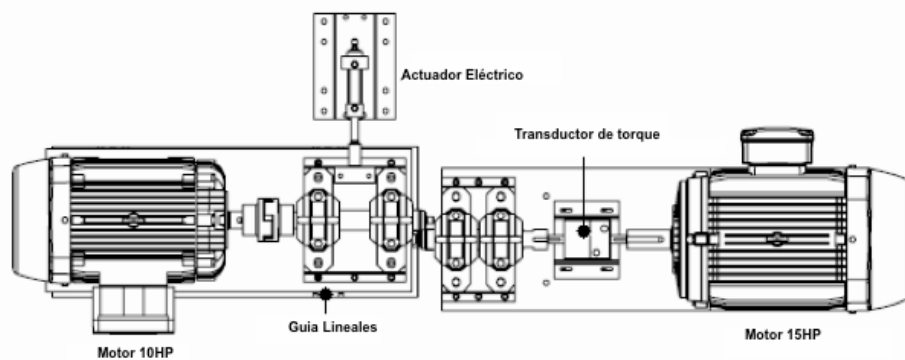


Figura 6-15: Esquema máquina disco sobre disco.



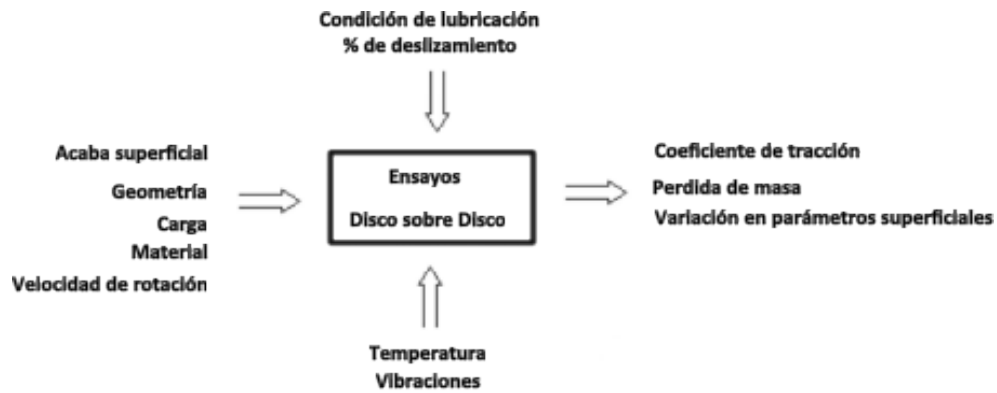
La configuración es disco sobre disco, en donde los ejes de las probetas a ensayar son paralelos entre sí y tienen un movimiento rotativo independiente. Este movimiento es dado por dos motores de 10Hp y 15Hp que aseguran la cantidad de deslizamiento para cada uno de los ensayos hasta un 10%. Cada uno de los motores posee un variador

vectorial que permite controlar la velocidad angular de cada uno de ellos. El motor de menos caballaje está acoplado a una mesa móvil soportada sobre dos guías lineales, que permiten el movimiento hacia atrás y hacia adelante junto con el eje donde está montada una de las probetas, asegurando el contacto entre las muestras a ser desgastadas. A la misma mesa móvil está fijado un actuador hidráulico, con el que se aplica la carga entre las probetas hasta un valor de 1000 kgf, esta medición se hace por medio de una celda de carga de presión colocada al final del vástago y su valor se lee en línea, en la pantalla del computador.

El otro motor está colocado sobre la mesa fija y entre éste y el eje en donde se coloca la segunda probeta a ensayar, está acoplado un transductor de torque con el que se mide la fuerza de tracción, reportando las variaciones de torque en el contacto almacenándose los datos en línea.

6.2.2 Experimentación

Para las pruebas de laboratorio se planteó un diseño de experimentos como se muestra en el diagrama de proceso ilustrado en la figura 6-16. En él se pueden observar unas condiciones fijas como geometría de las probetas usadas, la cual se mostró anteriormente en la figura 6-3, el acabado superficial fue definido a partir de trabajos anteriores [29], [36], [37], [38] en donde se han hecho ensayos de este mismo tipo, estos valores del parámetro superficial R_a varían entre 0.5 y 1.5 μm . La carga utilizada se definió a partir de las presiones de contacto presentes en el sistema ferroviario de la ciudad de Medellín que están en un valor entre 0.8 GPa y 1.0 GPa y la velocidad fue definida a partir de la velocidad máxima de los motores y de los porcentajes de deslizamiento.

Figura 6-16: Diagrama de proceso para ensayos de laboratorio

Para las condiciones de ensayo, incluidas las lubricadas (seco y MF) y el porcentaje de deslizamiento, se decidieron tres y cuatro niveles respectivamente. Se llevaron a cabo ensayos en seco como referencia y para los ensayos en condiciones lubricadas se usaron los dos modificadores de fricción ya establecidos. Se definieron 4 diferentes porcentajes de deslizamiento con el fin de poder asegurar la saturación del coeficiente de tracción. Las salidas del diagrama del proceso fueron el coeficiente de tracción, algunos parámetros superficiales y la pérdida de masa, estos dos últimos se monitorearon al comienzo y final de cada uno de los ensayos y sólo el coeficiente de tracción se midió en línea durante el transcurso de la prueba. Finalmente la definición de cada una de los parámetros fijos y variables durante el ensayo se muestran en la tabla 6-4..

Tabla 6-4: Definición de los parámetros fijos y variables de ensayo

Parámetros fijos	
Acabado superficial	Ra: 1.0-1.5 mm
Presión de contacto	1.0 GPa
Velocidad de rotación	500 rpm motor más rápido
Material	Rueda: ER8 – Riel: 350HT
Geometría	Figura 4-3
Variable	
Porcentaje de deslizamiento	0.8% - 1% - 3% - 7%
Lubricación	Seco, HLK, Tribolub

6.2.3 Medición de pérdida de masa, tracción y rugosidad

Cada par de probetas se puso a rodar durante 10K ciclos. La medición de parámetros de rugosidad se hizo antes y después de cada uno de los ensayos con un estación de rugosidad marca Mitutoyo surfest SV 3000, la pérdida de masa se midió en una balanza con una resolución 1/10000g marca CP225D Sartorius. La medición de torque se hizo para cada uno de los porcentajes de deslizamiento ya definidos durante los 10K ciclos de duración de las pruebas. En cada uno de los ensayos tribológicos se obtuvo el torque que experimentaba la probeta montada en el eje en el que se encontraba el transductor de torque, que era el encargado de reportar la medida de esta variable. Así que para determinar el valor del coeficiente de fricción (COF), fue necesario conocer la fuerza de tracción que se experimentaba en la intercara y la carga que se tenía en la zona de contacto. Puesto que los ensayos se pusieron a rodar a 6500 ciclos, los valores de coeficiente de fricción encontrados para un mismo ensayo variaban según la condición de lubricación.

6.2.4 Inspección de superficies

Luego de finalizados los ensayos, se hizo una inspección de cada una de las probetas ensayadas usando microscopio electrónico de barrido marca JEOL 5910LV, con el fin de identificar principales mecanismos de desgaste y daños superficiales provocado por el contacto rodante-deslizante entre las probetas durante las pruebas.

6.2.5 Material deformado bajo la superficie

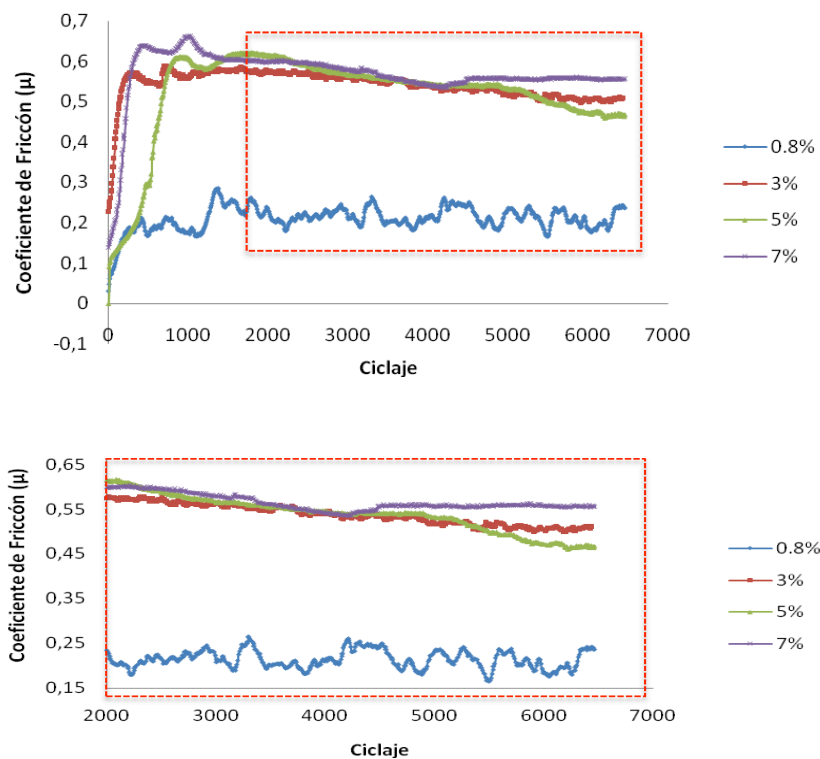
Cada una de las probetas ensayadas se cortó de manera longitudinal y transversal. Las secciones extraídas fueron montadas en una resina polimérica para realizarles un proceso de pulido bajo la norma ASTM – E3 “Pulido de muestras metalográficas” y atacadas con Nital al 2% para revelar su microestructura. Luego de esto fueron observadas en un microscopio óptico marca NIKON serie ECLIPSE LV100 con una cámara digital adaptada a éste (Digital Sight DS-2Mv), para observar cambios en la microestructura a raíz de las presiones de contacto y la fuerza de tracción presente en la intercara. Para tener una idea de la profundidad de la superficie deformada, se hicieron pruebas de microdureza para cada una de las probetas con una carga de 100 gf.

7. Resultados y Análisis

7.1 Coeficiente de fricción

Para los ensayos en seco se observó un aumento progresivo conforme el ensayo se estabilizaba con respecto a un valor del coeficiente de fricción promedio, esto se puede observar en la figura 7-1, en donde se tiene la gráfica de coeficiente de fricción versus el ciclaje y el detalle del rango que se tomó para el cálculo del coeficiente promedio para la curva de Carter.

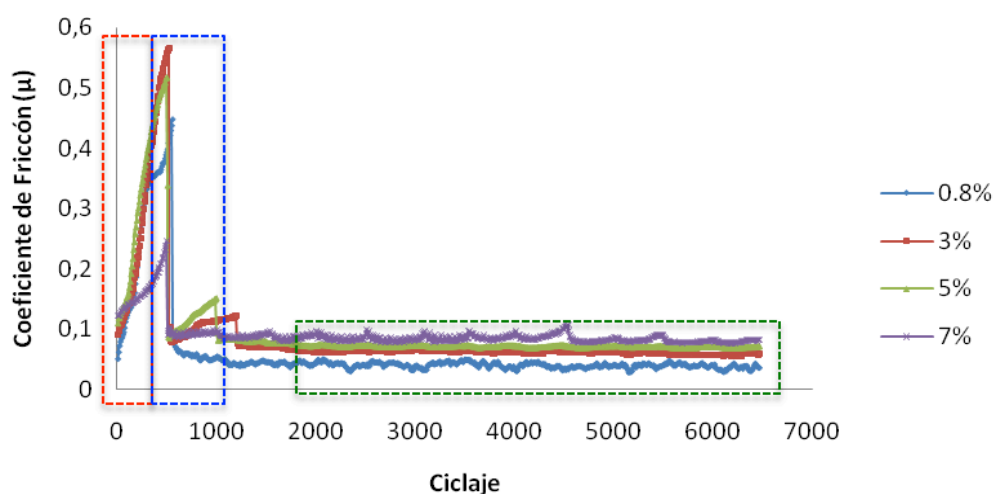
Figura 7-1: Coeficiente de fricción en ensayos en seco en función del ciclaje



Puede notarse claramente que luego de los 700 ciclos aproximadamente el valor del COF alcanza una zona de estabilidad, aunque la referencia que se tomó para determinar un promedio fue de 2000 ciclos, esto con el fin de asegurar una mayor confiabilidad en el ensayo. Se puede observar también que el COF se estabiliza en un valor similar para diferentes porcentajes de deslizamiento (3%, 5% y 7%), el cual es aproximadamente tres veces mayor a los valores reportados para porcentajes de deslizamiento por debajo de 1% [29,38,39]. En la figura 7-1 se identifica también un pequeño descenso en los valores del coeficiente de fricción, presente solo en los ensayos en seco, debido a que con el aumento del tiempo de ensayo la temperatura aumenta, por lo que la aparición de óxidos en la superficie se puede dar, dando un cambio positivo en la reducción de la fricción en la intercara.

Para los ensayos en condiciones lubricadas, tanto con HLK como con TriboLub, se aprecian tres zonas en las figuras 7-2 y 7-3, en donde se reportan valores diferentes de fricción. La zona 1 muestra como el COF aumenta progresivamente conforme a la fuerza de tracción experimentada en la intercara se estabiliza, periodo que se da hasta los 500 ciclos aproximadamente, luego de este ciclaje se adicionan las primeras cantidades de modificador de fricción y se observa una zona de transición – zona 2 - caracterizada por un descenso abrupto del COF, para llegar a una zona 3 en la que el COF es estable [4].

Figura 7-2: Coeficiente de fricción en ensayos con HLK en función del ciclaje



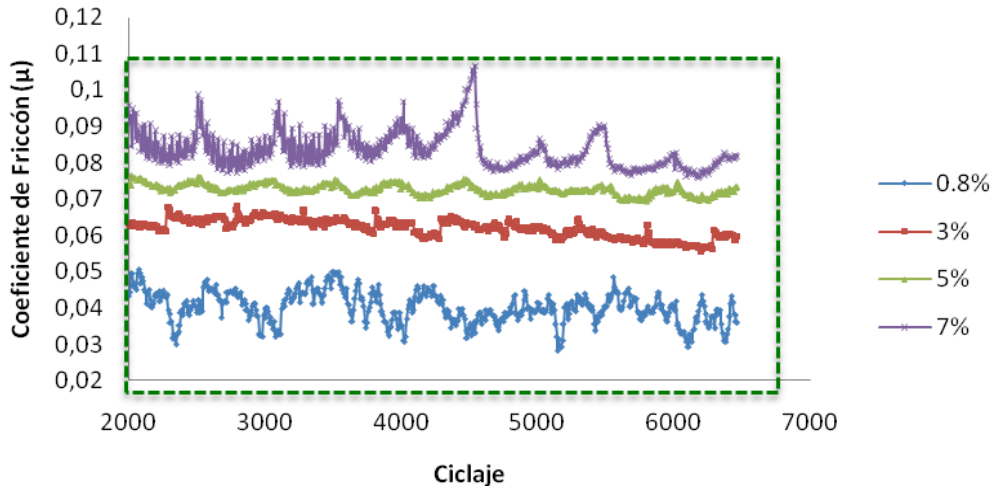
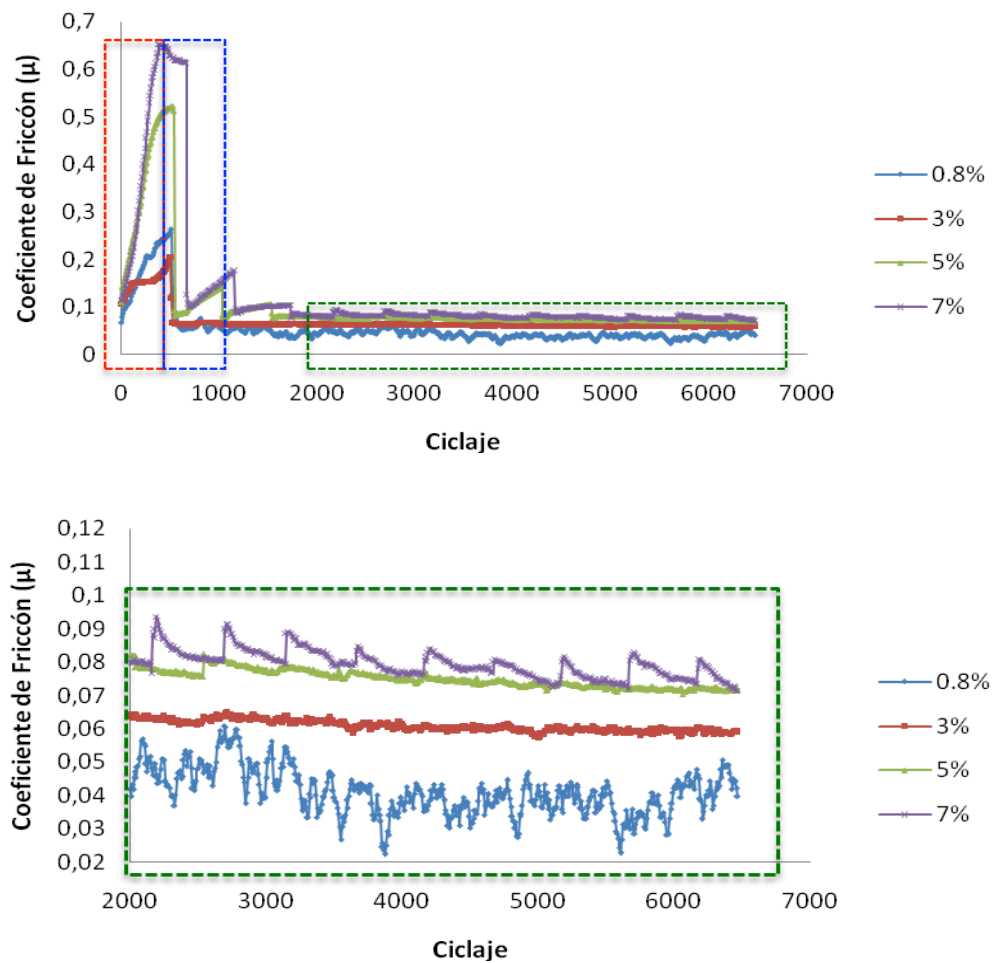


Figura 7-3: Coeficiente de fricción en ensayos con TriboLub en función del ciclaje



En las figuras 7-2 y 7-3 se observa igualmente que el COF en la zona 3 aumenta con el porcentaje de deslizamiento, llegando prácticamente a duplicarse al pasar de 0.8% a 7% tanto para HLK como para Tribolub. Con el fin de ver estas diferencias de COF en función del porcentaje de deslizamiento se levantó la curva de Carter para cada una de las condiciones de lubricadas, como se ilustra en las figuras 7-4 y 7-5.

Figura 7-4: Curva de Carter para las condiciones en seco y MF ensayadas

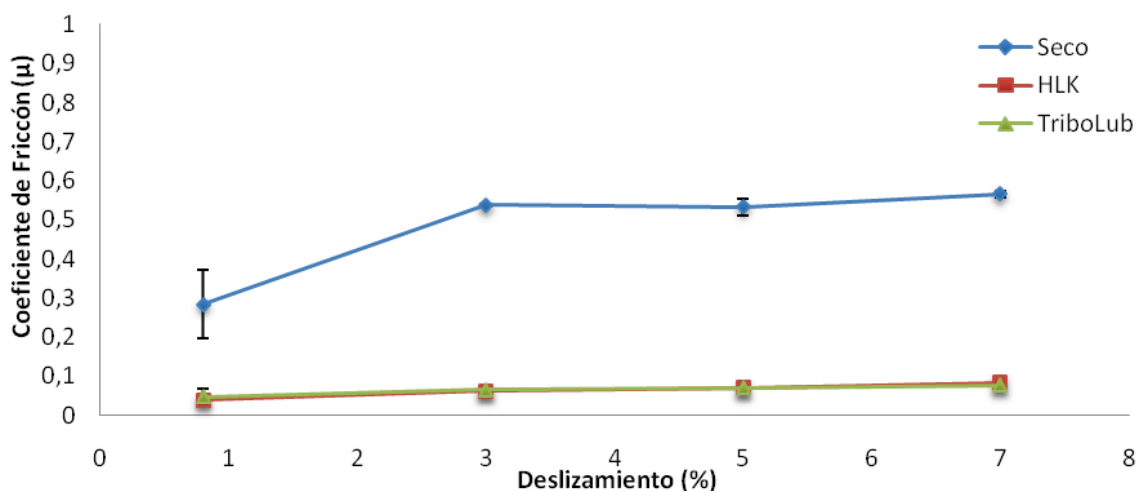
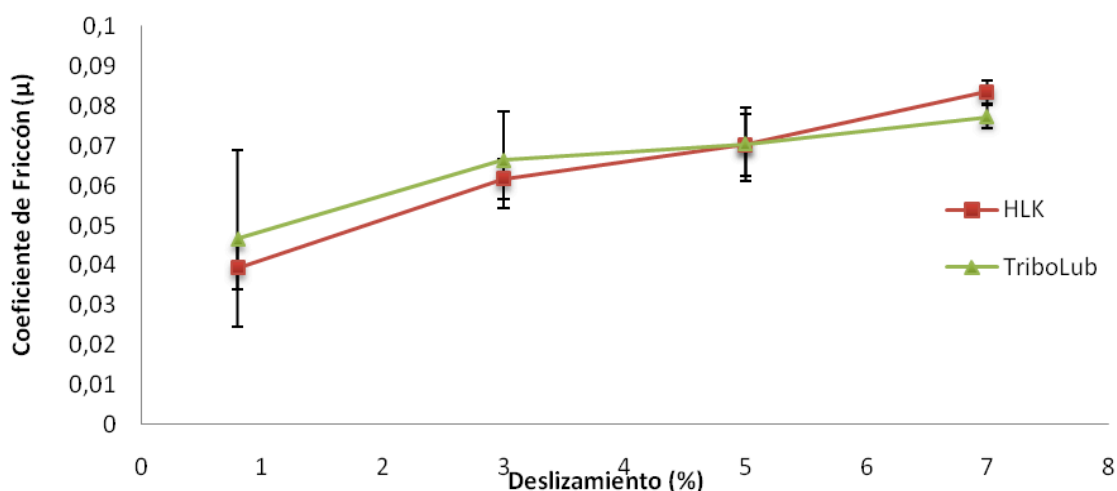


Figura 7-5: Curva de Carter para los modificadores de fricción ensayadas



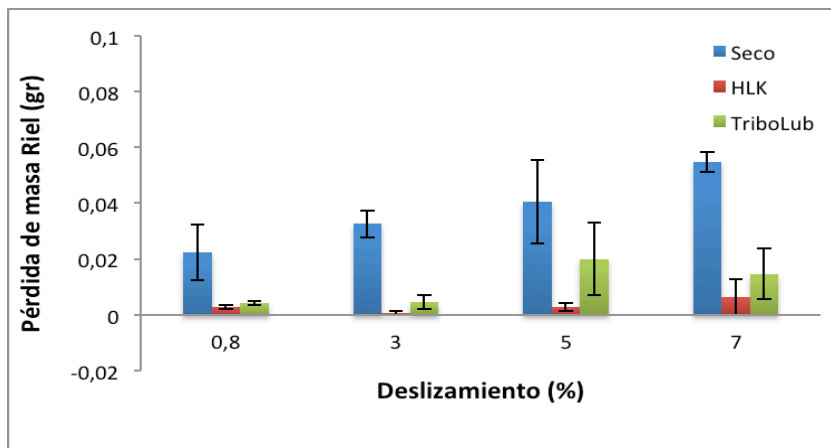
Para ensayos en seco el COF en la zona 3 alcanza valores del orden de 0.5, que son similares a los reportados en trabajos anteriores [39,42] tanto en vía comercial como en

laboratorio. También se observa que después de un valor de deslizamiento de 3% aproximadamente se consigue una saturación de la región *stick-slip*, puesto que los valores después de este porcentaje de deslizamiento consiguen estabilizarse a un valor cercano a 0.55 [29,39] para la condición en seco. En el rango entre 0.8% y 3% se encuentra el intervalo en donde parcialmente la zona de contacto consigue el valor límite de fricción, similar al que se obtendría en un ensayo hecho en deslizamiento puro; sin embargo, algunos autores [29,40] han mostrado resultados en donde ese valor límite de fricción se obtiene para deslizamientos de alrededor del 2%, por lo que en el caso de estudio en esta tesis dicho valor límite no se puede determinar de manera absoluta con los datos disponibles. Para los ensayos con MF, la zona en donde se encuentra la región *stick-slip* parcialmente saturada no es tan evidente, sin embargo si se ve una diferencia ya que para ensayos de 0,8% se reportan coeficientes de fricción 0.04 en promedio para ambos modificadores de fricción, mientras que para un deslizamiento del 7% los valores encontrados varían entre 0.06 y 0.08 para HLK y entre 0.06 y 0.07 para TriboLub como se mostró en la figura 7-5.

7.2 Pérdida de masa

Como se mencionó en la metodología, antes y después de cada uno de los ensayos se midió la masa de cada una de las probetas (riel y rueda), con el fin de reportar la pérdida de masa para cada una de las condiciones de lubricación a diferentes porcentajes de deslizamiento. La figura 7-6 muestra la grafica en donde se reportan los valores de pérdida de masa para las probetas de riel.

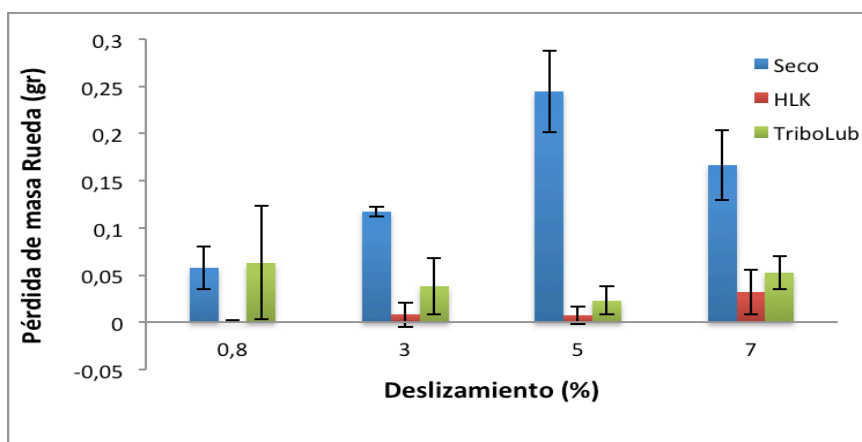
Figura 7-6: Pérdida de masa para las probetas que simularon la riel



En la figura 7-5 se puede observar claramente que en los ensayos en seco la pérdida de masa es mayor para todos los porcentajes de deslizamiento con respecto a la condición lubricada. Con respecto a la pérdida de masa de los ensayos en los que se usaron MF, aunque la diferencia no es muy considerable, en los ensayos en los que se usó TriboLub se presentó una pérdida de masa un mayor a la encontrada con Sintono Terra HLK. También es importante remarcar que para las probetas de riel la pérdida de masa aumenta conforme aumenta el porcentaje de deslizamiento.

Para las probetas de rueda se calcularon las pérdidas de masa igualmente que para las de riel. La figura 7-7 muestra las pérdidas de masa para las ruedas diferenciando el porcentaje de deslizamiento al que fueron rodadas y su condición de lubricación.

Figura 7-7: Pérdida de masa para las probetas que simularon la rueda

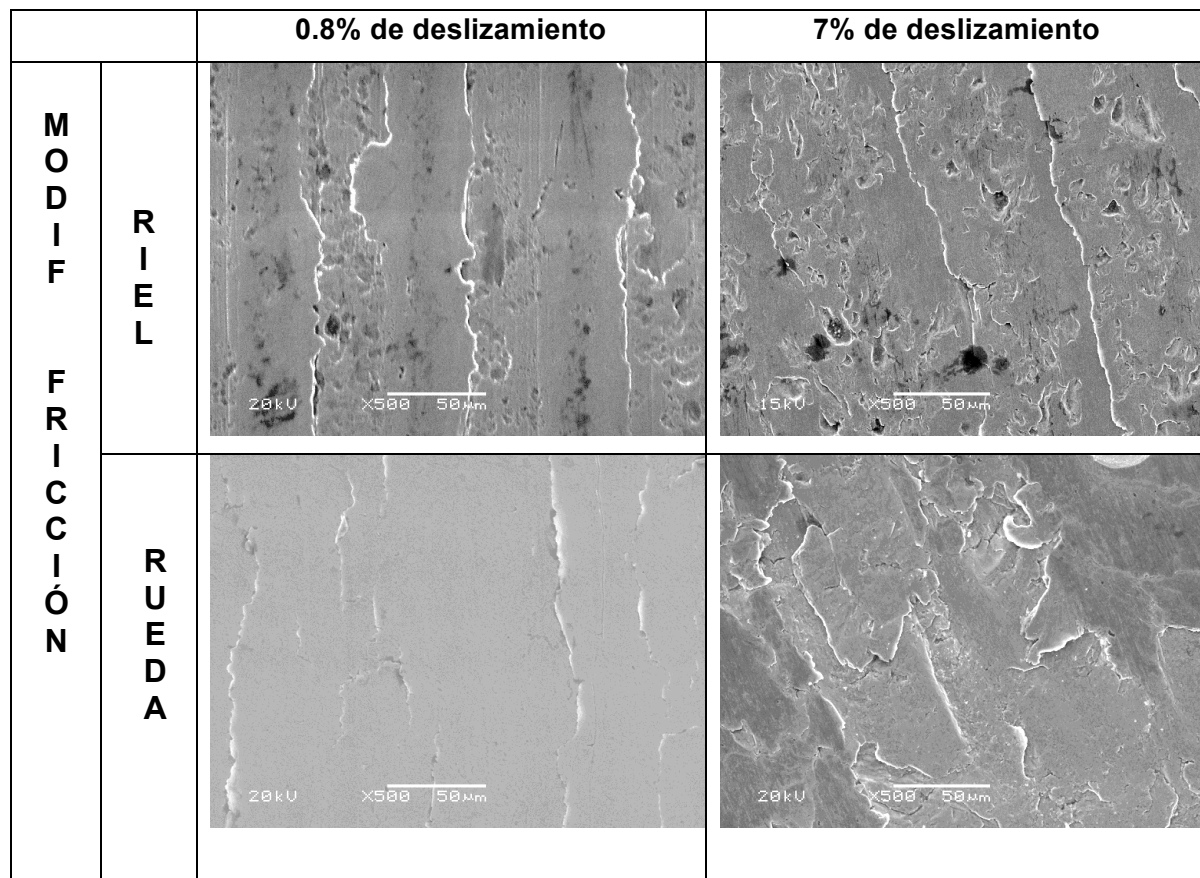


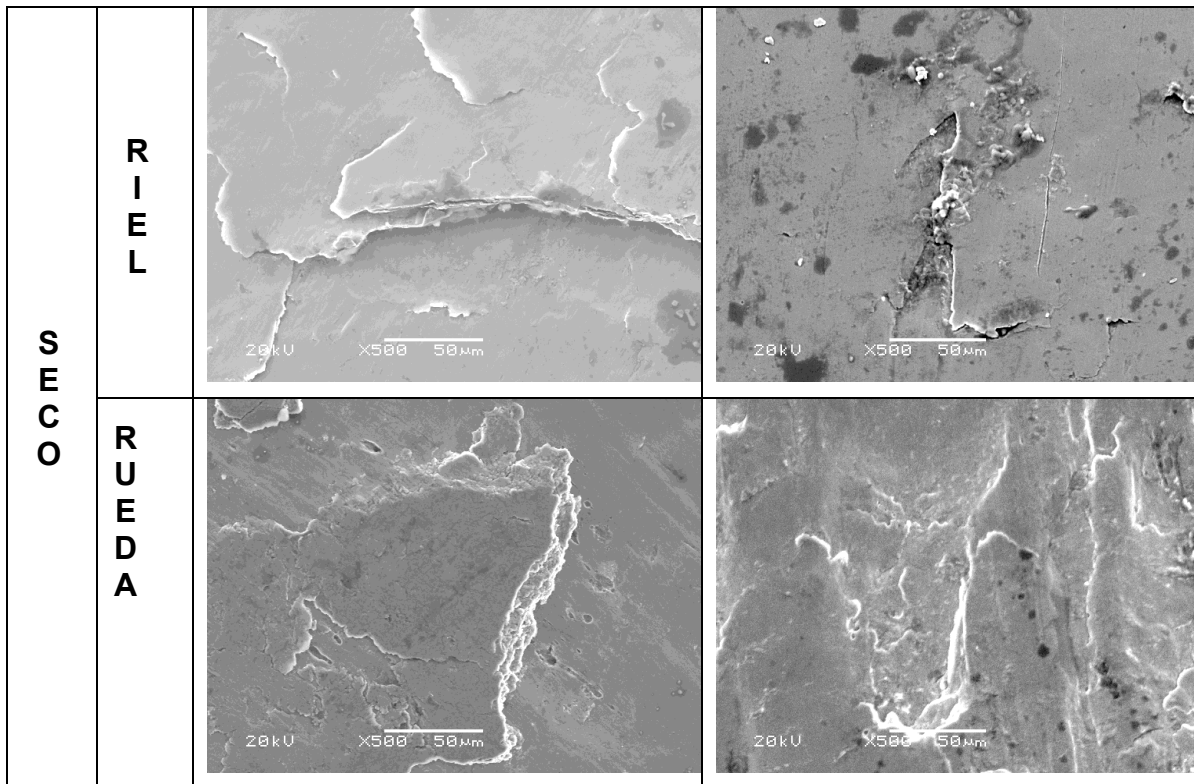
Diferente al material de riel, el de rueda no presenta una pérdida de masa proporcional al aumento del porcentaje de deslizamiento, debido posiblemente a que el material de riel tiene una dureza mayor debido tratamiento térmico en la cabeza, zona de donde se tomaron las probetas, por lo que frente al desgaste, medido desde el punto de vista de pérdida de masa, este tiene un mejor comportamiento [41]. Sin embargo consecuente a lo mencionado anteriormente, los ensayos en seco presentan una mayor pérdida de masa frente a los lubricados, mientras que comparando los hechos con modificadores de fricción, el HLK presenta una pérdida de material menor en comparación con el TriboLub.

7.3 Análisis de Superficies

Las superficies que estuvieron en contacto en cada una de las condiciones de ensayos, se les hizo una inspección visual, con el fin de identificar el mecanismo predominante en el contacto y observar el aspecto de las mismas con la variación del porcentaje de deslizamiento y de la adición de los modificadores de fricción. La figura 7-8 se muestra las superficies que estuvieron en contacto para las dos condiciones lubricadas usadas y porcentajes de deslizamiento de 0.8% y 7%.

Figura 7-8: Inspección visual de las superficies después de ensayos





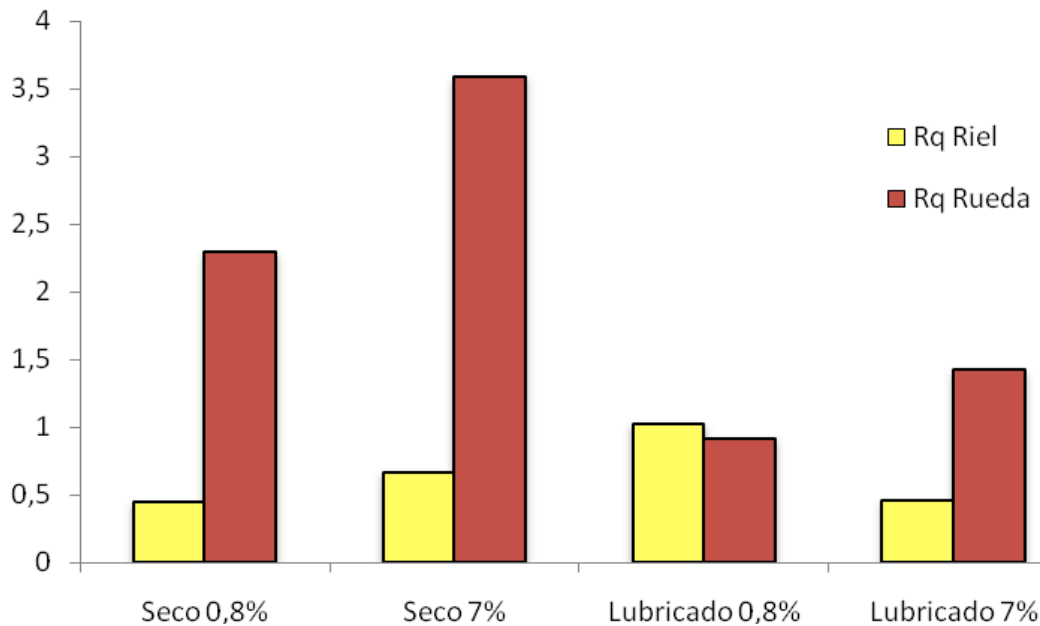
De las superficies mostradas en la figura 7-8, se puede identificar zonas con alta deformación plástica evidenciando el fenómeno de ratcheting como predominante, acompañado del aplastamiento de picos dando cabida a capas superpuestas que tienden a desprenderse con el aumento del ciclaje. Se ve también que las probetas que estuvieron sometidas a deslizamientos del 0.8% en ambas condiciones de lubricación, tienen unas superficies mas limpias que las de 7% de deslizamiento, puesto que para estas, se alcanzan a percibir zonas oscuras, en mayor presencia para la condición en seco, que son óxidos formados durante el ensayo debido al aumento de la temperatura que se presenta conforme se aumenta el porcentaje de deslizamiento. Estos óxidos favorecen la reducción del porcentaje de deslizamiento, como se alcanzó a observar en la figura del coeficiente de fricción contra el ciclaje para la condición de lubricación en seco.

Los parámetros de rugosidad medidos fueron R_q , R_{ku} y R_{sk} . Los valores medidos son graficados en las figuras 7-9 a la 7-11 para cada uno de ellos.

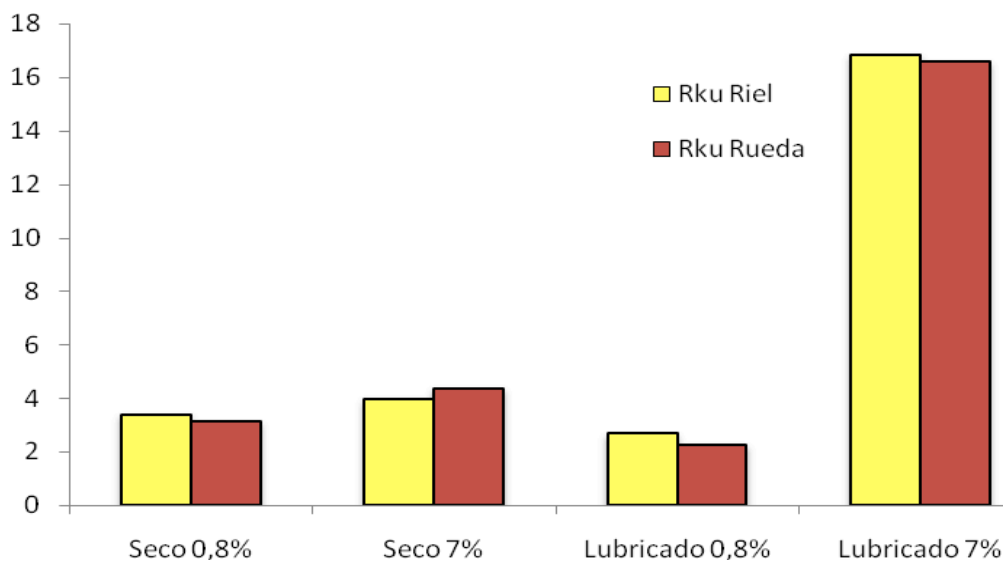
La figura 7-9 muestra el parámetro R_q medido para las superficies que estuvieron en contacto tanto en condiciones secas como lubricadas. Los valores que se reportan para las condiciones en seco, en especial para las ruedas, están por encima alrededor de 3

veces los medidos en condiciones lubricadas, lo que sugiere una superficie con muchas mas asperezas, en especial para deslizamientos del 7%. En comparación con los valores de riel, la rueda sigue presentando valores por encima de estos lo que se relaciona con desprendimientos de material que por consiguiente van asociado a la pérdida de masa en la que se observo una mayor cantidad de pérdida de material en las probetas de rueda.

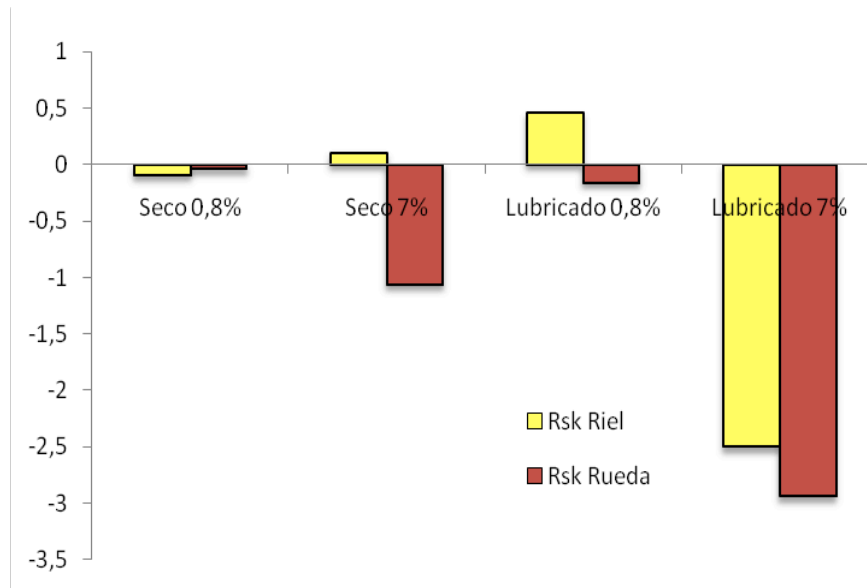
Figura 7-9: Parámetro Rq para las superficies de Riel y Rueda ensayadas



En la figura 7-10, se grafica los valores medidos para Rku de las probetas tanto de riel como de rueda después de ser ensayadas. Los valores en cada una de las condiciones reportan valores por encima de 3, exceptuando los ensayos en condición lubricada y 0.8% de deslizamiento, que están por debajo de este valor. Estos valores superiores a 3 están asociados a una distribución no Gaussiana de alturas en el perfil de rugosidad, que corresponde a una superficie con numerosos picos con alturas muy cercanas al valor medio medido (Ra). Para la condición lubricada con 0.8% de deslizamiento, por otro lado, los valores observados de Rku son menores a 3, lo que da indicios de superficies irregulares con picos y valles dispersos y pocos cercanos al valor promedio de las asperezas.

Figura 7-10: Parámetro Rku para las superficies de Riel y Rueda ensayadas

El *Rsk* medido sobre las probetas que se ensayaron, reporta valores negativos en cada una de las condiciones que son mostradas en la figura 7-11. Puesto que este parámetro da una medida de la asimetría de la distribución, estos valores negativos se asocian a una superficie en una etapa de aplastamiento de picos. En las condiciones seco-0.8% y lubricado-7%, las probetas que simulaban el riel mostraron valores positivos, lo que se asocia a una mayor preponderancia de picos, lo que está relacionado con posibles desprendimientos que generan aparición de nuevas superficies con picos elevados.

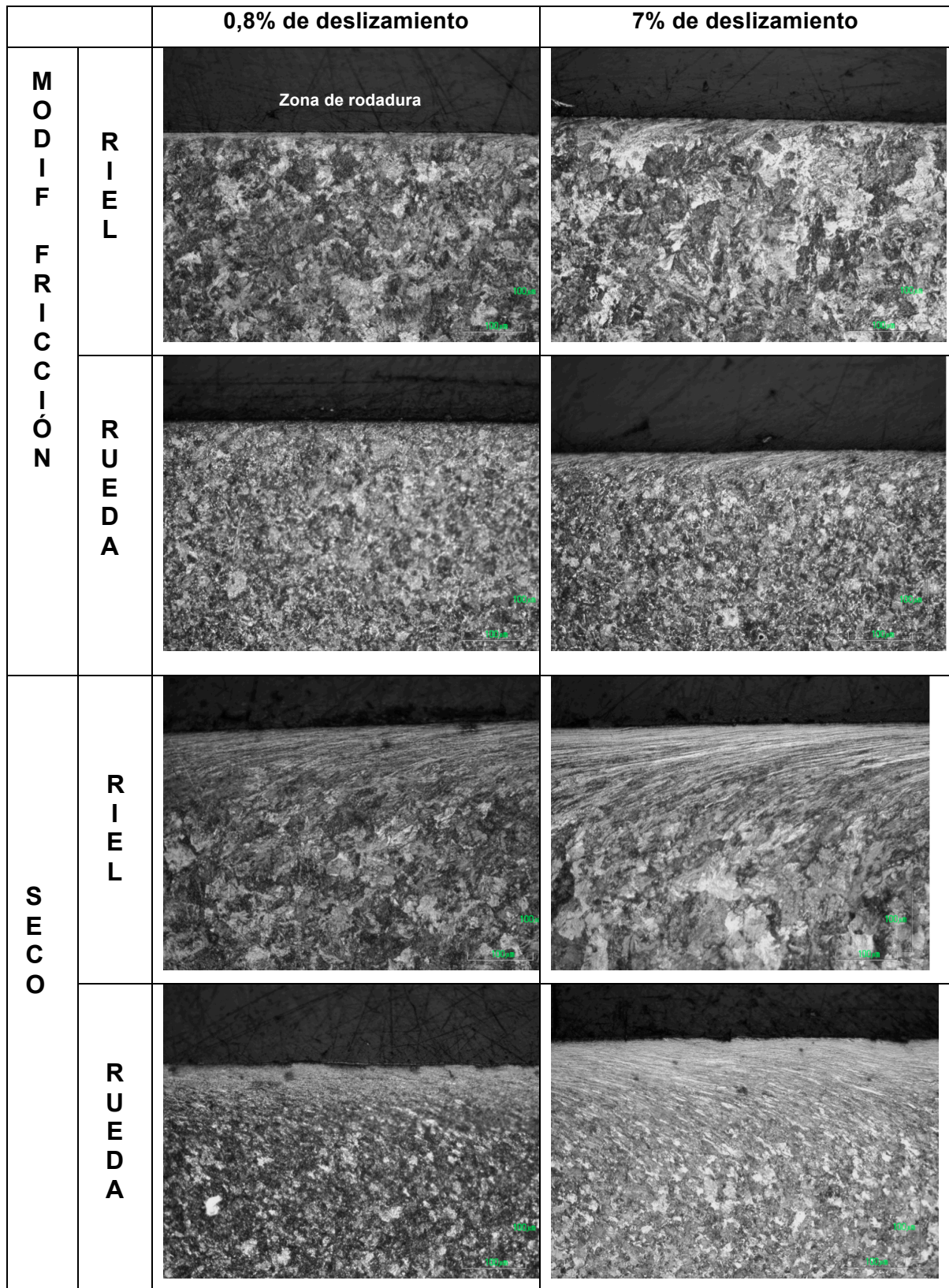
Figura 7-11: Parámetro Rsk para las superficies de Riel y Rueda ensayadas

Finalmente con lo que se observó de las superficie y parámetros de rugosidad medidos, se estableció que el régimen de lubricación que está presente en el contacto es predominantemente lubricación límite, debido a que se evidencian desprendimientos de material, fenómenos de aplastamiento de picos y elevadas presiones de contacto. Trabajos previos han mostrado que ensayos bajo condiciones similares se mantienen en esta región de la curva de Stribeck [42].

7.4 Análisis de Microestructura

Con el fin de ver la influencia de la fuerza de tracción efectiva en la intercara bajo la superficie de los materiales en contacto, se cortaron probetas que permitieran diferenciar la zona deformada conforme el porcentaje de deslizamiento iba aumentando y la influencia de la adición de un tercer material en la zona de contacto. La figura 7-12 muestra el corte transversal de probetas que se sometieron a ensayos de rodadura y deslizamiento para condiciones lubricadas y en seco, en sus porcentajes de deslizamiento extremo, 0.8% y 7%.

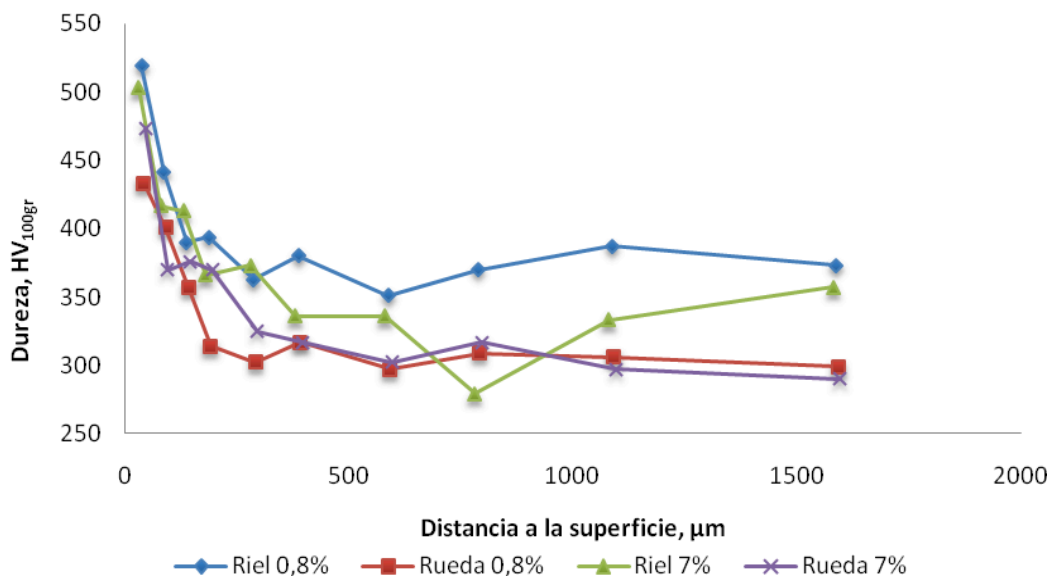
Figura 7-12: Micrografías de material deformado bajo la superficie



En las imágenes de la figura 7-12 se ve claramente una influencia del porcentaje de deslizamiento en ambas condiciones de lubricación (seco y lubricado). Para porcentaje de deslizamiento bajos la misma condición de lubricación, en este caso de 0.8%, la zona deformada bajo la superficie que estuvo en contacto es menos evidente que para los porcentajes del 7%. Se nota también que la influencia de un tercer material en la intercara, en este caso un modificador de fricción, promueve la reducción del espesor de esta capa, esto se ve claramente para el porcentaje de 7% en ambas condiciones de lubricación, la condición en seco presenta tanto para la probeta de riel como la de rueda una capa deformada con espesor superior a las 120 μm , mientras que para la condición lubricada está por debajo de las 50 μm . Comparando las dos probetas (riel y rueda) bajo la misma condición de ensayo, la rueda presenta una profundidad de material deformado mayor que la de riel.

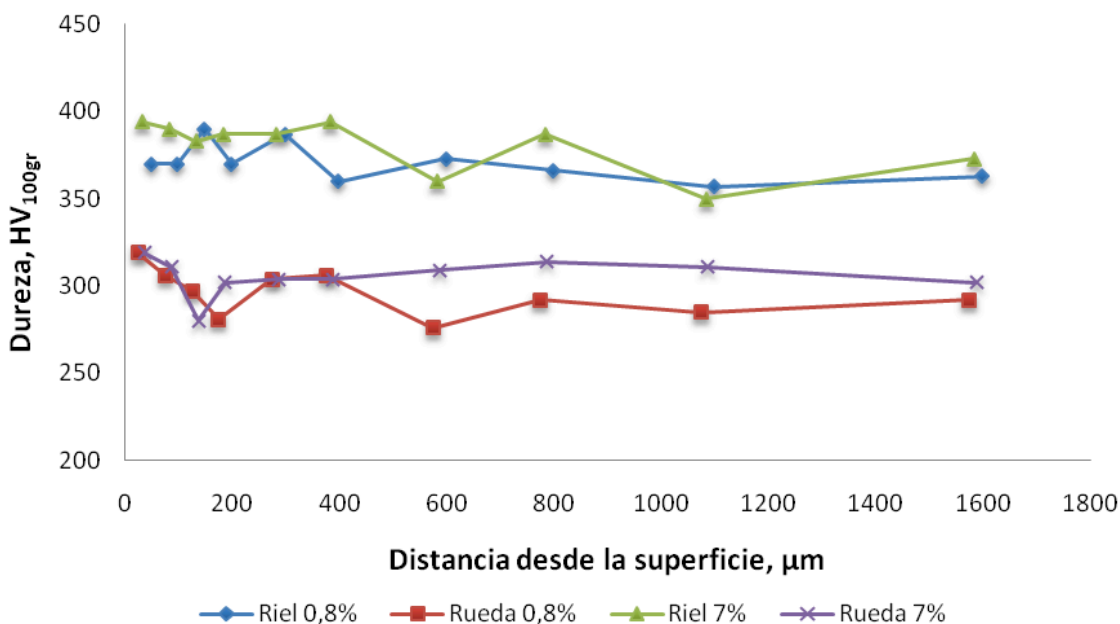
Con el fin de corroborar que esta deformación genera en el material acritud, se procedió a hacer ensayos de microdurezas en cada una de las probetas, para ver la variación de esta propiedad de la superficie hacia el material base. Las figuras 7-13 y 7-14 muestran los perfiles de microdurezas para cada condición de lubricación en los porcentajes de deslizamiento 0.8% y 7%.

Figura 7-13: Perfil de microdurezas para ensayos bajo condiciones en seco



Para el perfil de las condiciones en seco, se observa un aumento en la dureza cerca de la superficie por un fenómeno de deformación plástica en esta región, donde luego de una distancia desde la superficie cerca a los 200 μm las durezas se estabilizan en un valor promedio, similar al del material base; esto se confirma con lo observado en las micrografías de la zona deformada, en donde para las condiciones en seco la región endurecida por deformación es mayor que para las condiciones lubricadas. Se alcanza a identificar también una variación significativa de los valores reportados para las probetas de riel en comparación con las de rueda, puesto que presentan un valor promedio mayor hacia el centro de las mismas, consecuente con los valores reportados en la caracterización del material. Por consiguiente, el incremento en los valores de dureza en las superficies por causa de fenómenos de acritud es igualmente mayor para las probetas de riel.

Figura 7-14: Perfil de microdurezas para ensayos bajo condiciones con MF

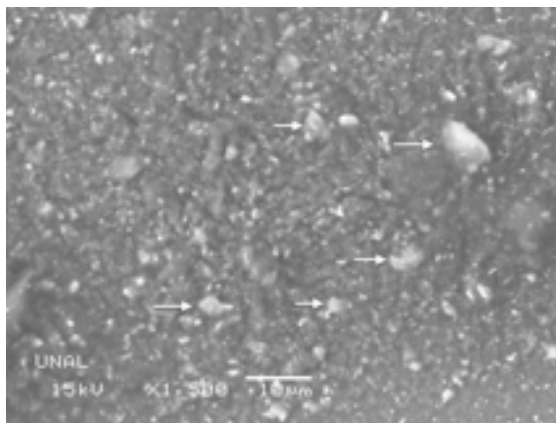


En las condiciones lubricadas se percibe igualmente una dureza promedio mayor para el material de riel. Las secciones transversales de las muestras indican que bajo estas condiciones de ensayo la capa deformada es menor, por lo que se espera que la acritud

en el material no sea muy alta. Esto fue corroborado con el perfil de microdurezas, en el que cerca de la superficie tanto para la rueda como el riel se percibe un pequeño aumento en la dureza del material no muy significativo en comparación con los reportados en el material base. Es importante aclarar que luego de 100 μm de distancia a la superficie la dureza en el material tiende a estabilizarse, fenómeno que es mucho más perceptible para las probetas de rueda.

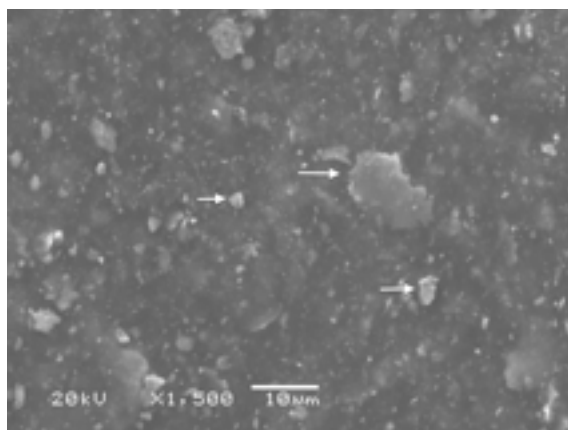
En cuanto a la generación de residuos metálicos en los modificadores de fricción debido al desprendimiento de material de las probetas al momento de estar rodando y su posible influencia en el daño de las superficies a causa de estas partículas en la intercara, en la inspección visual de las superficies no se observaron marcas características de fenómenos de abrasión, por lo que se hizo igualmente una inspección de los modificadores de fricción ensayados con el fin de identificar partículas metálicas embebidas en ellos y así determinar el tamaño de alguna de ellas. Las figuras 7-15 y 7-16 muestran imágenes de SEM de los modificadores de fricción luego de estar sometidos a 6,500 ciclos de ensayo junto con los porcentajes en peso de los elementos identificados por EDS en las partículas que se observan en la imagen, donde se identifican como partículas metálicas embebidas en los lubricantes ya ensayados. Se encontró que para el modificador de fricción HLK las partículas son de mayor tamaño que las presentes en el TriboLub, sin embargo en el peor de los casos no supera las 15 μm , tamaño que no es suficiente para promover de manera significativa fenómenos abrasivos.

Figura 7-15: Tribolub degradado y EDS



Element	Weight%	Atomic%
C K	59.01	78.91
O K	12.01	12.06
Al K	1.15	0.68
Si K	4.00	2.29
Ca K	0.59	0.24
Fe K	19.05	5.48
Au M	4.19	0.34
Totals	100.00	

Figura 7-16: Sintono Terra HLK degradado y EDS



Element	Weight%	Atomic%
C K	42.66	69.32
O K	10.87	13.26
Al K	2.01	1.45
Si K	1.21	0.84
Mg K	0.59	0.21
Fe K	42.66	14.91
Totals	100.00	

Es importante aclarar que para promover fenómenos abrasivos no solo el tamaño de la partícula es un factor importante, por lo que factores de forma y dureza tiene una influencia significativa al momento de rayar la superficie. Para la propiedad de dureza de las partículas en los lubricantes, por su tamaño y en el medio en el que se encontraban, no fue medida por su complejidad, mientras lo que respecta a su forma, se midió su circularidad teniendo como referencia un valor de 1 para un círculo perfecto. Los valores medidos para las partículas en ambos modificadores estuvieron entre 0.65 y 0.80, por lo que el factor de forma no favorecería fenómenos de abrasión por la baja agudeza de las partículas.

8. Conclusiones

- Se llevaron a cabo pruebas de rodadura-deslizamiento controladas en laboratorio, con cuyos resultados fue posible levantar curvas confiables de coeficiente de fricción vs % de deslizamiento para condiciones en seco y lubricadas bajo condiciones de contacto similares a las de un sistema rueda-riel.
- El aumento del porcentaje de deslizamiento en condiciones de ensayo en seco llevó a un aumento en el coeficiente de tracción, evidenciando cambios significativos entre los valores reportados para deslizamientos por debajo del 1% y por encima de el 3%, alcanzando hasta tres unidades de magnitud de diferencia para este intervalo.
- Tanto para la condición en seco como para las pruebas con MF, los valores medidos de coeficiente de fricción en la intercara alcanzaron un valor promedio estable después del 3% de deslizamiento, consiguiéndose para valores en seco una valor de 0.55 y para condiciones lubricadas 0.071 en promedio para los 2 modificadores de fricción que fueron usados.
- En los ensayos tribológicos el material de riel presentó una pérdida de masa menor con respecto al de rueda, evidenciando un aumento progresivo conforme al aumento del porcentaje de deslizamiento, contrario al material de rueda, que no mostró una tendencia clara con respecto a esta variable.
- En las superficies en contacto se identificaron evidencias de *ratcheting* como mecanismo de desgaste principal con aplastamiento de superficies, dando paso a

una superposición de capas, esto debido principalmente al agotamiento de ductilidad de ambos materiales.

- El aumento del porcentaje de deslizamiento provoca un aumento de la temperatura en el material, dando paso a la formación de óxidos, mucho mas evidentes y en mayor cantidad para ensayos en seco y a altos porcentajes de deslizamiento, que favorecen en forma positiva la reducción del coeficiente de fricción.
- Bajos porcentajes de deslizamiento y la adición de un tercer material en la intercara de ensayos rodantes-deslizantes, generaron una disminución de la cantidad de material deformado bajo la superficie y una reducción de la fuerza de tracción efectiva en la zona de contacto.
- La deformación sub-superficial en el material a causa de la fuerza de tracción efectiva en intercara de contacto, genera un endurecimiento por deformación en él, llegando en algunos casos a valores de 120HV por encima de la dureza del material base.
- El régimen de lubricación que se presenta en el contacto de los ensayos realizados es lubricación límite, como lo confirman la ocurrencia de ratcheting, aplastamiento de picos y superposición de capas en la zona de rodadura, que da indicios de continuo contacto entre las asperezas.
- Los residuos de material de las probetas que fueron ensayadas y que permanecieron embebidos en el modificador de fricción durante los 6,500 ciclos, no promovieron la aparición de marcas de abrasión sobre las superficies, puesto que el tamaño de las partículas que se encontraron de las imágenes de SEM tomadas a los MF luego de ser usados no superan las 15 μm , esto acompañado de un índice de circularidad entre 0.65 y 0.80 teniendo como referencia un valor de 1 para un círculo perfecto.

9. Bibliografía

- [1] W. Jamison, “*Wear of steel in combined rolling and sliding*”, ASLE Trans., 25 (1) (1980), pp 71-78. W.-K. Chen, *Linear Networks and Systems* (Book style). Belmont, CA: Wadsworth, 1993, pp. 123–135.
- [2] K. BUZELIUS, “*An initial investigation on the potential applicability of Acoustic emission to rail track fault detection*”, NDT & E international 2004, vol 37, No 7, pp 507-516.
- [3] Diamond and Wol, 2002
- [4] V. Reddy, G. Chattopadhyay, P-O. Larsson, D. J. Hargreaves. “Modelling and analysis of Rail maintenance cost”. *Production Economics*, 105 (2007), pp 475-482.
- [5] Asdrual Valencia, Jose L. Rendón. “*El problema del desgaste ondulatorio en las vías férreas: la metalurgia de un caso real*” *Dyna* 144 (2004) 29-38.
- [6] Donald T. Eadie, Dave Elvidge, Kevin Oldknow, Richard Stock, Peter Pointner, Joe Kalousek, Peter Klauser, *The effects of top of rail friction modifier on wear and rolling contact fatigue: Full-scale rail–wheel test rig evaluation, analysis and modelling*, *Wear* 265(2008), 1222–123.
- [7] Larke, R. “*Survey of wheel/rail lubrication practices. Engineering Research Programme*” . Report No. ITLR-T12442-001.7 March 2003]

-
- [8] A.F. Bower, "The influence of crack face friction and trapped fluid on surface initiated RCF crack", ASME/ASLE Joint Tribology Conference, 1988, Paper No 88-Trib11.
- [9] R. Lewis, U. Olofsson, Wheel-rail interface handbook, CRC Press, p-36
- [10] G. Power et al, *Optimising wheel life in New South Wales using Olympic Park Loop as a wheel/rail interface test site*, Conference on Railway Engineering, Wollongong, 10-13 November 2002.
- [11] Masao Tomeoka N. K, et al. "Friction control between wheel and rail by means of on-board lubrication". *Wear* 253 (2002). P 124-129.
- [12] J.A.Williams, "Engineering Tribology", Oxford University Press, 1994, Capitulo 11.
- [13] Cerruti V (1882), *Accademia dei lincei*, Roma, Mem fis mat.
- [14] Boussinesq J (1885), *Application des potentials a l'etude de l'equilibre et du mouvement des solides elastiques*, Paris, France, Gautier-Villars.
- [15] Winkler E (1867), *Die Lehre von der Elasticitat iind Festigkeit niit besonderer Riicksicht aidihre Anwendungen in der Technik, 1. Teil*, Prague, Czech Republic, H Dominicus
- [16] Carter F W (1926), *On the action of a locomotive driving wheel*, *Proceedings of the Rojal Socieu London*, A112, 151-7.
- [17] A. Kapoor, K.L. Johnson, "Plastic rarchetting as a mechanism if metallic wear", *Proc. R. Soc. London A* 445 (1994) 367-381

- [18] A. Kapoor, F.J. Franklin, S.K. Wong, M. Ishida, "Surface roughness and plastic flow in rail wheel contact". *Wear* 253 (2002) 257-264
- [19] Pradeep L. Menezes, Kishore, Satish V. Kailas, *Role of surface texture of harder surface on subsurface deformation*, *Wear* 266 (2009), 103–109.
- [20] International Heavy Haul Association. *Guidelines to best practices for heavy haul railway operations: wheel and rail interface issues*. First edition. 2001. P 4-21, 3-40, 3-40
- [21] E. Gallardo, *Wheel and Rail Contact Simulation Using a Twin Disc Tester*, Thesis Submitted for the Degree of Doctor of Philosophy, Department of Mechanical Engineering The University of Sheffield, Sep 2008
- [22] Cannon, D.F., and Pradier, H. (1996), *Rail rolling contact fatigue: research by the European Rail Research Institute*, *Wear*, 191, 1-13
- [23] J.J. de Koker. Pr tech Eng, "Rail lubrication on the Richard bay coal line", Spoor.net.
- [24] R.P Reiff Rail-wheel lubrication, *A strategy for improving wear and energy efficiency*, in Proc. 3rd Int Heavy Haul Railway Conference Vancouver, B.C, October, 13- 17,1986.
- [25] Reiff, R., and Creggor, D. (1999), *Systems approach to best practice for wheel and rail friction control*, *Proceedings International Heavy Haul Association Specialist Technical Session*, Moscow, Russia, 14-17 June
- [26] Berggren, A-C. (2003), *Final Report on Leaf Lubrication 2003*, Swedish National Rail Administration, Borlange, Sweden (in Swedish)

-
- [27] W.R. Tyfour, J.H. Beynon, A. Kapoor, *The steady state wear behaviour of pearlitic rail steel under dry rolling-sliding contact conditions*, *Wear* 180 (1995), 79-89.
- [28] W. Schoech, *Rolling contact fatigue mitigation by grinding*, Speno International SA.
- [29] J.F. Santa, *Development of a lubrication system for wear and friction control in wheel/rail interfaces*, Thesis Submitted to fulfill requirements to the doctorate Nov. 2012
- [30] Tuzik, Bob. Controlling Friction on Rail Transit Systems. *Interface - The Journal of Wheel/Rail Interaction*. January, 2007. Available online: interfacejournal.com/features/01-07/friction_control/1.html. Last visit November 2010.
- [31] _____. *Applications on Railway track of MONOLUBE*. Available online: <http://www.transeng.co.uk/applications.htm>. Last visit November 2010.
- [32] AENOR, Norma UNE – EN 13674, “*Aplicaciones ferroviarias. Vías y carriles*”
- [33] ASM International, ASM Metals Handbook, “*Metallography and Microestructure*”, Vol 9, pg 301
- [34] Norma ASTM E-45, “*Determinación de nivel de inclusiones en los aceros*”, Método A
- [35] AENOR, Norma UNE – EN 13362, “*Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requicitos de producto*”
- [36] H. Chen, T. Ban, M. Ishida, and T. Nakahara, “*Adhesion between rail/wheel under water lubricated contact*,” *Wear*, vol. 253, no. 1–2, pp. 75–81, Jul. 2002.

- [37] E. A. Gallardo-Hernandez and R. Lewis, “*Twin disc assessment of wheel/rail adhesion*,” *Wear*, vol. 265, no. 9–10, pp. 1309–1316, Oct. 2008.
- [38] O. Arias-Cuevas, Z. Li, R. Lewis, and E. a. Gallardo-Hernández, “*Rolling–sliding laboratory tests of friction modifiers in dry and wet wheel–rail contacts*,” *Wear*, vol. 268, no. 3–4, pp. 543–551, Feb. 2010.
- [39] W.J. Wang, P. Shen, J.H. Song, J. Guo, Q.Y. Liu, X.S. Jin, “*Experimental study on adhesion behavior of wheel/rail under dry and water conditions*”, *Wear* vol 271, pag 2699-2705, 2011
- [40] Christoph Tombergera, Peter Dietmaierb, Walter Sextroc, Klaus Sixd, “*Friction in wheel–rail contact: A model comprising interfacial fluids, surface roughness and temperature*”, *Wear* vol 271, pag 2-12, 2011
- [41] Oscar Arias-Cuevasa, Zili Li a, Roger Lewis, “*A laboratory investigation on the influence of the particle size and slip during sanding on the adhesion and wear in the wheel–rail contact*”, *Wear* vol 271, pag 14-24, 2011
- [42] Hua Chena, Makoto Ishidaa, Akira Namuraa, Koan-Sok Baekb, Tsunamitsu Nakaharac, Bruno Leband, Massimiliano Paul, “*Estimation of wheel/rail adhesion coefficient under wet condition with measured boundary friction coefficient and real contact area*”, *Wear* vol 271, pag 32-39, 2011
- [43] F.J. Franklin, G.-J. Weeda, A. Kapoor, E.J.M. Hiensch, “*Rolling contact fatigue and wear behaviour of the infrastar two-material rail*”, *Wear* vol 258, pag 1048-1054, 2005
- [44] J. E. Garnham, C. L. Davis, “*The role of deformed rail microstructure on rolling contact fatigue initiation*”, *Wear*, 2008
- [45] Universidad Nacional de Colombia, “*Estudio de comportamiento al desgaste y*

fricción en interfase vía vehículo del Metro de Medellín Fase I: Sistema piloto de lubricación línea B", Proyecto Colciencias-Universidad Nacional-Metro de Medellín.