



Universidad Michoacana de
San Nicolás de Hidalgo

Facultad de Ingeniería Química
División de Estudios de Posgrado



SISTEMA DE LUBRICACIÓN ACOPLADO CON REPOSICIÓN Y PURGA DE LUBRICANTE

**Tesis presentada por:
SAÚL DOMÍNGUEZ GARCÍA**

**A la división de estudios de posgrado de la facultad de
ingeniería química como requisito para obtener el grado de:**

DOCTOR EN CIENCIAS EN INGENIERÍA QUÍMICA

Director: Rafael Maya Yescas

Co-asesor: Luis Béjar Gómez

Morelia, Michoacán de Ocampo. Febrero de 2021.

“En algún lugar, algo increíble está esperando ser conocido”... Carl Sagan

Dedicatoria

Esta tesis se la dedico a mis padres, José Transito y Eloísa, por darme la vida y tener siempre confianza en mí, a mis amigos y compañeros de generación, Nidia, Hassan, Gerardo y Carlos, por la alegría que me dieron mientras realizaba este trabajo, a Germán y Diana Cristina, por su constante apoyo y compañía, a Andrea y al Charlie, por su amistad incondicional.

Agradecimientos

Agradezco a la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo por ser mi querida casa de estudios, donde me he formado hasta el día de hoy, al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, por el soporte económico que me proporcionó mientras realizaba este trabajo. También agradezco a mi apreciable amigo y asesor Rafael Maya Yescas, por sus enseñanzas y su paciencia, a mi co-asesor Luis Béjar Gómez, por las buenas fuentes que aportó al proyecto y su optimismo. Finalmente agradezco, al profesor Claudio Eduardo Aguilar Ramírez de la Universidad Técnica Federico Santa María, ubicada en Valparaíso Chile, y al profesor Andrés López Velázquez de la Universidad Veracruzana, campus Xalapa, por la asistencia con los datos experimentales utilizados en esta tesis.

Índice

Resumen	v
Abstract	vii
1. Introducción	1
1.1. <i>Antecedentes</i>	1
1.1.1. Motores y lubricación	1
1.1.2. Regímenes de lubricación	2
1.1.2.2. Modelos de lubricación triboquímicos	5
1.2. <i>Justificación</i>	5
1.3. <i>Planteamiento del Problema</i>	6
1.4. <i>Hipótesis</i>	7
1.5. <i>Objetivos</i>	7
1.5.1. Objetivo General	7
1.5.2. Objetivos Particulares	7
2. Marco Teórico	9
2.1. <i>Sistemas de lubricación para motores de combustión interna</i>	9
2.2. <i>Lubricantes y sus propiedades</i>	11
2.3. <i>Análisis de las propiedades del lubricante</i>	12
2.4. <i>Aditivos</i>	13
2.5. <i>Desgaste y lubricación</i>	14
2.6. <i>Fenómenos físico-químicos que ocurren dentro de los sistemas lubricantes</i>	15
2.7. <i>Complejidad química real del fenómeno de lubricación</i>	16
3. Metodología	19
3.1. <i>Ruta reactiva del fenómeno de la lubricación</i>	19
3.1.1. Evolución química durante el fenómeno de lubricación	19
3.1.2. Balances de masa en la tribocapa	20
3.1.3. Tasa de generación de tribocapa	20
3.1.3.1. Modelo de la cinética de formación de tribocapa	20
3.1.3.2. Estimación experimental de la constante cinética de formación de tribocapa	21
3.1.4. Tasa de remoción de tribocapa	25
3.1.4.1. Fracción de área cubierta por la tribocapa	25
3.1.4.2. Modelo de la cinética de remoción de tribocapa	26

3.1.4.3. Tasa experimental de reducción del espesor de tribocapa	27
3.1.4.4. Variación del espesor de la tribocapa	30
<i>3.2. Eficiencia del sistema de lubricación y pérdidas de potencia causadas por la fricción</i>	<i>31</i>
3.2.1. Eficiencia del sistema de lubricación	31
3.2.2. Pérdidas de potencia causadas por la fricción	32
<i>3.3. Degradación directa de precursores lubricantes</i>	<i>33</i>
<i>3.4. Incremento del desgaste debido a la degradación química del lubricante</i>	<i>37</i>
4. Resultados y Discusión	39
<i>4.1. Simulación del sistema de lubricación</i>	<i>39</i>
4.1.1. Perfil de espesor de tribocapa	39
4.1.2. Análisis de sensibilidad	43
4.1.3. Etapas del perfil del espesor de tribocapa	48
4.1.3.1. Etapas del perfil de espesor de tribocapa no restringido	48
4.1.3.2. Etapas del perfil de espesor de la tribocapa restringido	51
<i>4.2. Simulación de un sistema de lubricación convencional</i>	<i>54</i>
4.2.1. Balance de masa para el sistema de lubricación convencional	56
4.2.2. Simulación del sistema de lubricación convencional en condiciones realistas	58
<i>4.3. Sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante</i>	<i>60</i>
4.3.1. Balance de masa para el sistema de lubricación con reposición y purga de lubricante	62
4.3.2. Simulación del sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante	63
<i>4.4 Comparación del sistema de lubricación convencional vs el sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante</i>	<i>65</i>
5. Conclusiones y Recomendaciones	69
<i>5.1. Conclusiones</i>	<i>69</i>
<i>5.2. Recomendaciones</i>	<i>70</i>
Referencias Bibliográficas	71
Apéndices	75
<i>Apéndice 1. Composición del lubricante y propiedades atómicas de los elementos presentes en el lubricante</i>	<i>75</i>
<i>Apéndice 2. Publicaciones generadas</i>	<i>76</i>

Índice de Figuras

Figura 1.1. Clasificación de regímenes de lubricación.....	2
Figura 2.1. Sistema de lubricación de engrase a presión.	10
Figura 2.2. Algunas formas de desgaste.....	15
Figura 2.3. Representación esquemática de formación y remoción de tribocapa.	16
Figura 2.4. Esquema de reacción teórico para formación y degradación de la tribocapa en motores de combustión interna.	17
Figura 3.1. Ruta reactiva de los precursores lubricantes.	19
Figura 3.2. Fotografía de las placas sumergidas en el lubricante a 200° C y 1 atm.....	22
Figura 3.3. Resultados de los experimentos de la formación de tribocapa.	23
Figura 3.4. Contenido elemental de las tribocapas depositadas.	24
Figura 3.5. Perfiles de fricción obtenidos en el tribómetro.	27
Figura 3.6. Comparación de los coeficientes de fricción ajustados y experimentales.	30
Figura 3.7. Imagen del radio de desgaste obtenido en los experimentos tribológicos.	33
Figura 3.8. Esquemas reactivos agrupados de tres y dos aglomerados.	34
Figura 3.9. Perfiles simulados de los esquemas de tres y dos aglomerados.	37
Figura 3.10. Contenido en peso de elementos de desgaste para diferentes análisis de lubricante usado.	38
Figura 3.11. Tasa de desgaste experimentales lubricante comercial SAE 15W40.	38
Figura 4.1. Resultados de la simulación del espesor de tribocapa.....	41
Figure 4.2. Relaciones entre eficiencia de lubricación y espesor de película, coeficiente de fricción y tasa de desgaste.....	42
Figura 4.3. Perfil de espesor de película, trabajo perdido y desgaste de los casos 1.2 y3.	44
Figura 4.4. Perfil de espesor de película, trabajo perdido y desgaste de los casos 4, 5 y7. ...	46
Figura 4.5. Perfil de espesor de película, trabajo perdido y desgaste de los casos 7, 8 y9. ...	47
Figura 4.6. Representación gráfica de la dinámica de la eficiencia de lubricación como función del espesor de la tribocapa para casos de estudio.	48
Figura 4.7. Análisis del perfil de espesor de tribocapa etapa por etapa sin restricciones.	49
Figura 4.8. Límites críticos del espesor de la tribocapa.	51
Figura 4.9. Efecto del límite de espesor máximo en el perfil de espesor.....	51
Figura 4.10. Análisis del perfil de espesor de tribocapa etapa por etapa con restricciones. ...	53
Figura 4.11. Diagrama de flujo del sistema de lubricación convencional.	55
Figura 4.12. Simulación del sistema de lubricación convencional en condiciones realistas. ..	59
Figura 4.13. Perfil de espesor de tribocapa en un sistema por lotes de lubricación convencional con múltiples reemplazos de lubricante.	59
Figura 4.14. Diagrama de flujo del sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga.	61
Figura 4.15. Simulación del sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante.	65
Figura 4.16. Perfil de volumen total de lubricante consumido	66

Índice de Tablas

Tabla 2.1. Degradación del lubricante debido a la oxidación.	13
Tabla 3.1. Datos experimentales de la formación de tribocapa.	21
Tabla 3.2. Constantes cinéticas del depósito de tribocapa.	23
Tabla 3.4. Condiciones experimentales de los perfiles de fricción*.	28
Tabla 3.5. Condiciones para la simulación de los esquemas de tres y dos aglomerados.	36
Tabla 4.1. Parámetros químicos.	39
Tabla 4.2. Coeficientes de fricción.	40
Tabla 4.3. Parámetros de desgaste.	40
Tabla 4.4. Variaciones de parámetros para el análisis de sensibilidad.	43
Tabla 4.5. Casos de estudio para el análisis de sensibilidad.	44
Tabla A1. Masa y composición elemental de 20 mL del lubricante comercial 10W50.	75
Tabla A2. Propiedades atómicas de los elementos presentes en el lubricante.	75

Resumen

La eficiencia de los sistemas de lubricación para motores de combustión interna varía durante el tiempo de uso de cada carga de lubricante. Inicialmente las superficies que están sometidas a fricción y desgaste son protegidas satisfactoriamente por el lubricante, sin embargo, en esos momentos el sistema de lubricación consume aditivos y precursores lubricantes en exceso. Luego, cuando los precursores lubricantes están por agotarse, el sistema de lubricación ya no es capaz de proteger satisfactoriamente al motor, contra el desgaste y la fricción. Debido a este comportamiento dinámico de los sistemas de lubricación es necesario retirar el lubricante usado y cargar un nuevo lote de lubricante fresco, con la carga completa de precursores lubricantes, para evitar el desgaste excesivo del motor. Aunque los múltiples reemplazos de lubricante pueden proteger el motor satisfactoriamente, esta manera de proteger el motor requiere de un volumen en exceso de lubricante fresco para compensar el consumo excesivo de aditivos y precursores lubricantes en los primeros momentos de funcionamiento del sistema de lubricación.

En este trabajo se plantea una alternativa a la lubricación por lotes que permite reducir el consumo excesivo de lubricante, desarrollado a partir de balances de masa y modelos experimentales. La alternativa que se propone es un sistema continuo de lubricación, acoplado con reposición y purga de lubricante.

Palabras clave: *lubricación, tribocapa, tribología, desgaste, fricción, eficiencia.*

Abstract

The efficiency of lubrication systems for internal combustion engines varies during working time of each lot of lubricant. At beginning, the rubbing surfaces that are subjected to wear are satisfactorily protected by lubricant, however, at these moments lubrication system consumes excessively additives and lubricant precursors. Later, when lubricant precursor are almost exhausted, lubrication system is no longer capable to satisfactorily protect engine avoid wear and friction. Due this dynamic behavior of lubrication systems, it is necessary take out used lubricant and charger a new lot of fresh lubricant, which contain complete charge of lubricant precursors, to prevent excessive engine wear. Although, several replaces of lubricant can successfully protect engine, this way to protect engines requires an excessive volume of fresh lubricant to compensate excessive consumption of additives and lubricant precursors at the first moments of operation of lubrication system.

In this work, an alternative to batch lubrication is proposed that allows reducing excessive lubricant consumption and it is developed from mass balances and experimental models. The proposed alternative is a continuous lubrication system coupled with lubricant make-up.

Keywords: *lubrication, tribofilm, tribology, wear, friction, efficiency.*

1. Introducción

1.1. Antecedentes

1.1.1. Motores y lubricación

En la actualidad la capacidad de trabajo y la producción industrial, así como los medios de transporte, están soportados en el uso de maquinaria e importantes cantidades de combustible. Existe diferentes maneras para transformar la energía química de los combustibles en energía mecánica y realizar el trabajo necesario para transportar la materia de un lugar a otro; los motores de combustión interna son las formas más comunes para hacer esta transformación, y de estos los motores a diésel y a gasolina son los más utilizados por su eficiencia en automóviles y maquinaria. Por ejemplo, trenes, barcos y todos los vehículos de carga para transporte sobre carretera utilizan estos tipos de motores.

Los motores de combustión están equipados con sistemas de enfriamiento y lubricación; estos ayudan a mejorar la eficiencia disminuyendo el consumo de combustible por unidad de potencia producida y alargan la vida útil. Adicionalmente, se requiere disponer de programas de mantenimiento preventivo, para asegurar que estas máquinas no sufran desgaste excesivo y trabajen a condiciones adecuadas.

Una de las prácticas indispensables de mantenimiento de los motores de combustión interna es el cambio de aceite o lubricante, para garantizar que el motor no se desgaste en exceso por la fricción. El periodo de uso de una carga de lubricante está definido por las garantías de los fabricantes del motor y del lubricante, sin embargo, existen otras prácticas de mantenimiento conocidas como “mantenimiento preventivo” que consisten en el análisis físico-químico de del lubricante antes de que se cumpla el periodo de uso indicado por los fabricantes. La finalidad del mantenimiento preventivo es detectar fallas inesperadas en el sistema de lubricación y determinar qué tan eficiente está siendo el lubricante. Conocer las propiedades físico-químicas del lubricante en uso permite comparar entre diferentes formulaciones de lubricantes y determinar cuál es mejor para cada motor y sus condiciones de operación. Sin embargo, estos procedimientos de estudio no develan los fenómenos que ocurren dentro del motor, solo permiten cuantificar la respuesta del motor a cierta formulación del lubricante.

1.1.2. Regímenes de lubricación

Una de las formas de explicar el fenómeno de la lubricación es dividirla en regímenes diferenciados por la interacción entre dos superficies en movimiento; una de las más sencillas considera 3 regímenes (Figura 1.1):

- **Régimen límite.** Las superficies metálicas experimentan contacto permanente en los puntos de rugosidad, separados únicamente por la capa lubricante.
- **Régimen mixto.** Las superficies metálicas experimentan contacto casi nulo, se encuentran justamente separadas una de otra y el lubricante formó una tribocapa protectora.
- **Régimen hidrodinámico.** Las superficies metálicas se encuentran lo suficientemente separadas como para nunca tener contacto, el lubricante circula entre ellas y hay depósito de precursores de la tribocapa protectora.

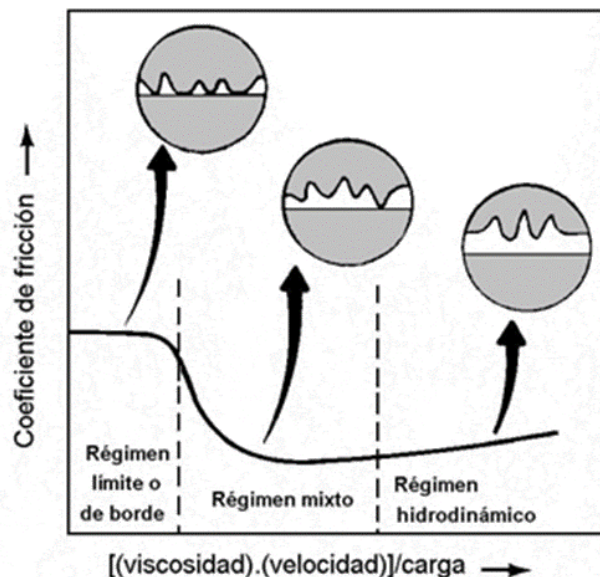


Figura 1.1. Clasificación de regímenes de lubricación.

El régimen límite de lubricación es el de mayor interés para ser estudiado, ya que en este régimen es donde ocurre el desgaste de los motores de combustión interna, por lo que se han desarrollado varios modelos matemáticos que describen el fenómeno de lubricación desde puntos de vista físicos y fisicoquímicos. Dependiendo del enfoque con el que se desarrollaron estos modelos, pueden ser clasificados como modelos de lubricación mecánico-plásticos o modelos de lubricación triboquímicos.

1.1.2.1. Modelos de lubricación mecánico-plásticos

El trabajo de (Zhao et al. 2016) desarrolla un modelo de lubricación que considera la deformación de la tribocapa protectora y el ángulo de las bielas en el desgaste de las superficies de los cilindros del pistón en motores de combustión interna. El trabajo de (Fang, Meng, and Xie 2017), propone un modelo de lubricación para motores de combustión interna con la finalidad de investigar la influencia de los ranuras en la dinámica del rozamiento entre los pistones y los cilindros. El trabajo de (Akchurin et al. 2015; Akchurin, Bosman, and Lugt 2017a), que propone un modelo de lubricación para simular la generación de partículas de desgaste en regímenes de lubricación de contacto límite entre superficies deslizantes. El trabajo de (Fang et al. 2017), en el cual se desarrolla un modelo de lubricación para realizar un mapeo de los residuos abrasivos generados por el desgaste de la superficie en el sistema de lubricación. El trabajo de (Azam, Dorgham, et al. 2019) en el cual se desarrolla un modelo de lubricación que unifica la mayoría de los enfoques de lubricación previos. Sin embargo ninguno de los trabajos anteriores considera la evolución de los precursores de la capa protectora que forman la tribocapa, seguida por la degradación química de los compuestos lubricantes y el desgaste de la tribocapa.

Un modelo mecánico-plástico esencial para el estudio de los sistemas de lubricación es el modelo conocido como “ley de Archard” (Akchurin et al. 2017a; Akchurin, Bosman, and Lugt 2017b; Azam, Ghanbarzadeh, et al. 2019; Ghanbarzadeh et al. 2016; Harris et al. 2015; J Cavalieri, Zenklusen, and Cardona 2016; Lara-Romero, Maya-Yescas, and Chias-Castillo 2008; Miranda and Ramalho 2015; Varenberg 2013); esta ley (1.1) relaciona la profundidad del desgaste para algún punto (x, y) en una superficie $\Delta h(x, y)$, la dureza del material H , la presión sobre cualquier punto en la superficie $p(x, y)$, y un coeficiente característico de desgaste K , en intervalos específicos de tiempo Δt .

$$\frac{\Delta h(x, y)}{\Delta t} = \frac{p(x, y)}{H} K \quad (1.1)$$

Aquí, el coeficiente de desgaste característico, K (1.1), está definido en términos de los coeficientes de desgaste máximo y mínimo, $K_{m\acute{a}x}$ y $K_{m\acute{i}n}$ respectivamente, determinados experimentalmente.

Siguiendo un planteamiento similar, el espesor de la tribocapa en cualquier instante, χ , con respecto del espesor máximo de tribocapa que se puede formar, $\chi_{m\acute{a}x}$, puede encontrarse (1.2) mediante la interpolación del parámetro de desgaste específico.

$$K = K_{m\acute{a}x} - (K_{m\acute{a}x} - K_{m\acute{i}n}) \frac{\chi}{\chi_{m\acute{a}x}} \quad (1.2)$$

Como simplificación muy útil de la ley de Archard, para los objetivos de este trabajo, (Domínguez-García et al. 2020) supusieron que la presión es uniforme sobre toda la superficie, que el coeficiente de desgaste característico mínimo $K_{m\acute{i}n}$ es cero y que la relación $\chi/\chi_{m\acute{a}x}$ representa la fracción del área cubierta por la tribocapa $v(\chi)$, con lo cual la ecuación (1.1) se puede escribir como una ecuación diferencial ordinaria (1.3) que relaciona la pérdida en peso del material o desgaste en peso, w , con la fracción de área cubierta por la tribocapa.

$$\frac{dw}{dt} = \left(\frac{dw}{dt} \right)_{\chi=0} (1 - v(\chi)) \quad (1.3)$$

El factor $\left(\frac{dw}{dt} \right)_{\chi=0}$ de la ecuación (1.3) representa el coeficiente de desgaste característico del sistema cuando no hay tribocapa protectora, o sea sobre la superficie sin lubricación, y se calcula por (1.4).

$$\left(\frac{dw}{dt} \right)_{\chi=0} = \frac{p}{H} \rho A_R K_{m\acute{a}x} \quad (1.4)$$

Aquí, ρ y A_R son la densidad del material que se desgasta y el área plana total de la superficie desgastada, respectivamente.

Es importante resaltar la utilidad de las ecuaciones (1.3, 1.4). Por un lado, con la ley de Archard en función de la fracción de área cubierta por la tribocapa $v(\chi)$ (1.3), se puede ligar un modelo mecánico-plástico con los balances de masa que predicen el espesor χ de la tribocapa depositada y, por otro lado, la definición del coeficiente de desgaste característico sin lubricación (1.4) agrupa varios parámetros del sistema en uno solo, que se puede medir fácilmente.

1.1.2.2. Modelos de lubricación triboquímicos

Ya que el espesor de la tribocapa es controlado por múltiples variables mecánicas y químicas (Domínguez-García et al., 2020; Domínguez-García et al., 2021), ambos tipos de variables deben ser considerados en la descripción del sistema de lubricación. Por un lado, las variables mecánicas tales como velocidad de movimiento del motor, fuerza normal en la superficie, temperatura y presión modifican la tasa de remoción de la tribocapa. Por otro lado, las variables químicas tales como la constante cinética de depósito de los precursores lubricantes sobre la superficie y la cantidad de precursores lubricantes en la mezcla lubricante modifican la tasa de crecimiento de la tribocapa (Azam, Ghanbarzadeh, et al., 2019; Domínguez-García et al., 2021; Hsu and Chen, 2003). Además, las propiedades químicas de las tribocapa determinan su resistencia y su coeficiente de fricción (Morina and Neville, 2007; Spikes, 2004). En este sentido, una de las primeras publicaciones científicas que consideran la degradación química del lubricante es el trabajo de (Ghanbarzadeh et al., 2016), quienes desarrollaron un modelo triboquímicos basado en la termodinámica y la cinética de la formación de la tribocapa; otro ejemplo de modelos de lubricación triboquímicos es el trabajo (Azam, Dorgham, et al., 2019), quienes desarrollaron un modelo que considera ambos aspectos: los fenómenos considerados por lo modelos mecánico-plásticos y los fenómenos triboquímicos. Sin embargo, aunque que los trabajos de modelado triboquímico mencionados anteriormente tratan de predecir el espesor de la tribocapa protectora mediante correlaciones derivadas del enfoque determinístico para cuantificar la velocidad de las reacciones químicas (cinética química), requieren de “constantes de ajuste experimentales” que no son constantes o parámetros del sistema, por lo que tienen la limitante de que: ***¡no se pueden extrapolar a diferentes condiciones!***

1.2. Justificación

Las propiedades físico-químicas de los lubricantes que comúnmente se analizan son viscosidad, acidez, contenido de agua, partículas sólidas contaminantes y el contenido en peso de elementos de desgaste y elementos contaminantes. La viscosidad y la acidez indican el grado de degradación de lubricante, el contenido de agua y el contenido de elementos contaminantes son indicadores del grado de contaminación del lubricante, y el contenido en peso de elementos de desgaste indican la respuesta del sistema de lubricación a las condiciones de operación del motor.

La otra propiedad relevante de los lubricantes es el contenido de aditivos o precursores de los lubricantes. Estos lubricantes están formulados por un acarreador que típicamente es una mezcla de hidrocarburos, minerales o sintéticos, cuya función es transportar a los aditivos a través del motor. Los aditivos deben cumplir dos funciones principales:

- Evitar o ralentizar la degradación del acarreador, ya que esta degradación provoca cambios en sus propiedades, principalmente en la viscosidad, lo que puede ocasionar incrementos drásticos en el desgaste y la fricción.
- Formar la capa protectora, que comúnmente recibe el nombre de “tribocapa o capa tribológica”, sobre las superficies sometidas a fricción. La tribocapa debe rellenar los espacios que hay en la rugosidad de las superficies que se rozan, evitando así el contacto directo entre los picos rugosos de dos superficies que se deslizan y, consecuentemente, disminuyendo tanto el desgaste como la fricción de estas superficies.

En la actualidad, la sociedad vive con cierta comodidad característica del tiempo moderno. Gracias a los avances tecnológicos en el sector energético, desarrollados en el siglo pasado, es que ahora la mayoría de las personas pueden viajar en automóvil, barco, avión o cualquier otro vehículo, transportar material de un lugar a otro o accionar algún tipo de maquinaria para realizar labores que demandan esfuerzos superiores a las capacidades humanas. Estas máquinas requieren de mantenimiento cuidadoso, en especial en términos de la lubricación de sus partes móviles, análisis y propuesta base de este trabajo.

1.3. Planteamiento del Problema

A fin de alargar la vida útil y aumentar la eficiencia de muchas máquinas, se requiere mejorar el sistema de lubricación de los motores de combustión interna. Sin embargo, el seguimiento de los componentes químicos de los lubricantes y las reacciones que experimentan no está sistematizado en la literatura disponible. A fin de generar bases propositivas para mejorar la forma de suministro de los lubricantes, simultáneamente reduciendo su consumo, se requiere estudiar experimentalmente la química de los cambios que ocurren en el transcurso de los fenómenos de lubricación y establecer procedimientos sistemáticos de análisis y

simulación para el conjunto motor-lubricación como un sistema de operaciones de proceso con reacciones químicas.

1.4. Hipótesis

Mediante el modelado, usando balances de masa, reacciones químicas y fenómenos mecánicos, que ocurren en los sistemas de lubricación dentro del motor de combustión interna a condiciones de trabajo, será posible diseñar un procedimiento de lubricación que disminuya tanto el desgaste del motor como la fricción entre sus partes, alargando la vida útil de éstas, simultáneamente reduciendo el consumo por reposición del lubricante.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo General

Diseñar un procedimiento nuevo de lubricación para motores de combustión interna que disminuya el consumo de lubricante y alargue la vida útil del motor, considerando balances de masa, reacciones químicas y fenómenos mecánicos que ocurren en los sistemas de lubricación dentro del motor de combustión interna a condiciones de trabajo.

1.5.2. Objetivos Particulares

- Desarrollar los balances de masa para los componentes aglomerados, acarreador y aditivos, en el sistema de lubricación de motores de combustión interna.
- Modelar los fenómenos físico-químicos (formación de tribocapa) y fenómenos mecánicos (remoción de tribocapa) que ocurren en el sistema de lubricación como cambios dinámicos.
- Diseñar un sistema de lubricación acoplado con reposición y purga del lubricante, tanto dentro del motor como del tanque de almacenado auxiliar acoplado.
- Comparar la eficiencia de un sistema de lubricación convencional y el sistema de lubricación acoplado con reposición y purga.

2. Marco Teórico

Es conveniente ahora, abordar brevemente el funcionamiento de los sistemas de lubricación (Sección 2.1), el análisis de las propiedades de los lubricantes (Secciones 2.2 y 2.3), los aditivos usados en las formulaciones de lubricantes (sección 2.4), los tipos de desgaste y los fenómenos físico-químicos que ocurren dentro del sistema lubricado (Secciones 2.5 y 2.6) para establecer el contexto sobre el cual se plantearon la hipótesis y los objetivos de este trabajo. Finalmente (Sección 2.7) se explican los motivos de las simplificaciones realizadas, a fin de que se entiendan los enfoques matemáticos y las conjeturas presentadas en la Metodología.

2.1. Sistemas de lubricación para motores de combustión interna

La lubricación del motor tiene por objetivo disminuir el trabajo perdido como calor, impidiendo el desgaste, por rozamiento o fricción, al interponer una tribocapa de lubricante entre las piezas metálicas que puedan experimentar estos fenómenos debido a su movimiento relativo. Las moléculas de los precursores lubricantes se adhieren a ambas superficies, llenando huecos e irregularidades y reaccionando para formar la capa lubricante llamada “tribocapa”. De esta manera, el rozamiento entre las piezas metálicas es sustituido por el roce de cada lado metálico contra la tribocapa, cuyo coeficiente de fricción es mucho menor. Si la tribocapa de lubricante interpuesta se renueva continuamente, el calor producido por el rozamiento es evacuado junto con ella. En resumen, la lubricación en los motores cumple los siguientes objetivos:

- Evitar el desgaste de las partes móviles impidiendo el contacto directo entre superficies metálicas.
- Mejorar el “sellado” entre el pistón y el cilindro interponiendo una tribocapa de aceite entre ambos.
- Amortiguar y absorber los choques entre los cojinetes y partes móviles.
- Aumentar la estanqueidad en los acoplamientos mecánicos.
- Refrigerar las partes lubricadas, evacuando el calor de estas zonas.

Las configuraciones de los sistemas de lubricación son tan variadas como las de los motores, siendo algunos ejemplos:

Engrase por mezcla: El aceite mezclado con el combustible, es desprendido en el proceso de quemado del combustible. Este procedimiento solo se usa en motores pequeños, debido a que sus emisiones son altamente contaminantes.

Engrase a presión: El aceite proviene de una bomba a presión impulsado a todas las canalizaciones del motor (Figura 2.1); este es el procedimiento más comúnmente utilizado en los motores de combustión interna comerciales.

Engrase por cárter seco: Se emplea en motores que alcanzan temperaturas muy altas, para que el enfriamiento del aceite sea más rápido. Para ello se utilizan dos depósitos, uno de ellos se coloca fuera del motor; también dispone de dos bombas. El resto de los componentes son similares al engrase a presión.

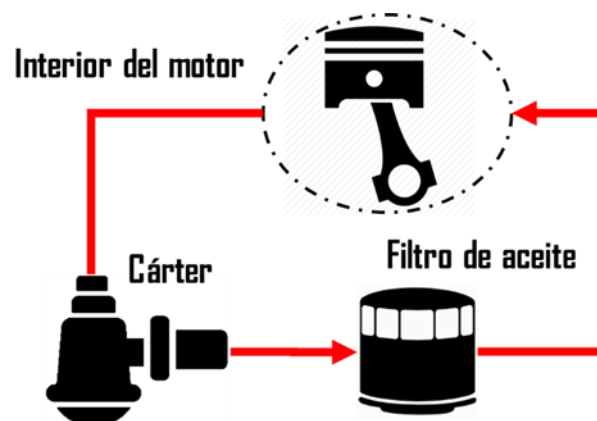


Figura 2.1. Sistema de lubricación de engrase a presión.

Además de las configuraciones mencionadas anteriormente también se han desarrollado sistemas lubricantes que mejoran la eficiencia de los motores. Por ejemplo, un sistema de lubricación que acopla dos tanques de lubricante, uno dentro del Carter y el otro fuera de éste, y dos bombas que conectan el cárter, el sistema de transmisión, y los filtros, favoreciendo así el enfriamiento del lubricante para mantener la viscosidad del aceite estable, fue desarrollado y patentado por (Kang et al., 2014). Otra mejora que se ha desarrollado es el acoplamiento de un sistema de enfriamiento con el sistema de lubricación, con la finalidad de mantener la viscosidad constante y, según su creador (Lip, 2009), esta mejora consigue ahorrar

en el consumo de diésel. Los trabajos anteriormente mencionados hacen mejoras al sistema de lubricación de los motores de combustión interna controlando la viscosidad mediante la manipulación de las propiedades físicas, pero ninguno de ellos ha considerado la pérdida de la capacidad de lubricación por la degradación química de este fluido en condiciones de trabajo.

2.2. Lubricantes y sus propiedades

Los lubricantes más utilizados son aceites y grasas derivados del petróleo, por destilación (minerales) o por procesos químicos (sintéticos); sus principales características son:

Viscosidad: El aceite se hace más espeso en frío y menos espeso en caliente. Los lubricantes mejorados o multigrados, como se les conoce comercialmente, reducen el cambio de viscosidad con la temperatura; esto permite que los motores arranquen más fácilmente en frío y que mejoren la protección contra el desgaste a altas temperaturas.

Untuosidad: Es la capacidad que tienen los fluidos de adherirse a una superficie; esta propiedad es especialmente importante para disminuir el desgaste en el momento de arranque.

Puntos de inflamación y congelación: El punto de inflamación es la temperatura a la cual el aceite despidе suficientes vapores que se inflaman cuando una llama abierta es aplicada, mientras que el punto de congelación es la temperatura a la cual el lubricante se congela e indica la temperatura mínima de uso. Las bases lubricantes convencionales tienen puntos de congelación alrededor de -9°C , pero el de las sintéticas es notablemente inferior, hasta -20°C .

Capacidad detergente: Impide el depósito de lodos que se encuentran suspendidos en el aceite.

Estabilidad química: El aceite lubricante se encuentra en constante movimiento, y arrastra las partículas formadas por el desgaste propio de las partes; también se contamina con partículas de polvo, agua, combustible y gases producto de la combustión. La estabilidad química se refiere a la no degradación del lubricante y la prevención de la formación de compuestos agresivos para el motor, como lodos de altas y bajas temperaturas.

Anticorrosivos y antioxidantes: Aditivos que ayudan a evitar el ataque, por corrosión y oxidación, a los diferentes componentes del motor.

El mantenimiento de los sistemas de lubricación tradicional consiste en sustituir periódicamente el aceite en el tanque del sistema de lubricación, cambiando el filtro de aceite. También, es común realizar mantenimiento preventivo revisando la composición del lubricante en periodos de tiempo intermedios, entre cada cambio de aceite, con la finalidad de determinar si las propiedades del lubricante se encuentran en los niveles adecuados o en caso contrario sustituirlo anticipadamente para evitar daños al motor, como en el caso de máquinas de trabajo pesado.

2.3. Análisis de las propiedades del lubricante

Los programas de mantenimiento preventivo del sistema de lubricación consisten en medición de viscosidad, pH, pOH, contenido de agua, contenido de partículas, concentración de elementos generados por desgaste, y concentración de elementos contaminantes en el fluido lubricante. Estas propiedades reflejan la evolución y el deterioro del lubricante en el motor de la siguiente manera:

- La viscosidad de los aceites lubricantes es afectada principalmente por la oxidación del lubricante, en este proceso se forman aglomerados funcionales carbonilo y carboxilo que alteran el nivel de acidez, y pueden ocasionar la polimerización de las moléculas formando hollín y otras sustancias que incrementan la viscosidad.
- Los análisis del pH y pOH son más comúnmente conocidos en el área de mantenimiento como el Número Total Ácido (TAN) y Número Total Base (TBN) respectivamente. El TAN se usa para estimar el contenido de ácidos orgánicos derivados de la oxidación del lubricante, debido a las altas temperaturas y presiones a las que es sometido. Por otro lado, usualmente se adiciona una reserva alcalina para neutralizar los ácidos que se forman; de esta manera el TBN se usa para cuantificar el estado de esta reserva alcalina.
- Frecuentemente los motores son puestos en marcha o conducidos bajo condiciones de humedad, de tal manera que el sistema de lubricación se contamina con agua y partículas sólidas. Es importante medir el contenido de agua en el aceite, puesto que la mezcla agua aceite forma emulsiones y, ya que el agua tiene poca capacidad para lubricar, puede haber aumento en el desgaste provocado por la fricción.
- Dependiendo de las condiciones de sellado del sistema, es posible que el lubricante contenga partículas sólidas. El desgaste abrasivo es proporcional a

la presencia y al diámetro de las partículas, siendo las más perjudiciales para el motor las mayores a 4 μm .

- Los análisis estadísticos del contenido de elementos de desgaste (plata, aluminio, cromo, cobre, hierro, molibdeno, níquel, plomo, estaño y titanio) y elementos de contaminantes (boro, potasio, sodio, silicio y vanadio), son usados tradicionalmente para determinar *qué tan efectivo* está siendo un lubricante en una maquinaria específica y el grado de contaminación del lubricante, respectivamente.

La degradación del lubricante debido a la oxidación se ha modelado como una reacción por radicales libres que se divide en familias o aglomerados de reacciones, los cuales corresponden a las tres etapas del proceso de degradación: reacciones de iniciación, reacciones de propagación y reacciones de combinación (Tabla 2.1). Al final de estas tres etapas de reacción, las moléculas del lubricante forman moléculas más grandes las cuales, generalmente, degradan las propiedades del lubricante.

Tabla 2.1. Degradación del lubricante debido a la oxidación.

Iniciación	Propagación
$RH + O_2 \rightarrow R \cdot + HOO \cdot$ $ROOH \rightarrow RO \cdot + HO \cdot$ $RH + RH'OOH \rightarrow R \cdot + R'O + H_2O$	$R \cdot + O_2 \rightarrow ROO \cdot$ $RO \cdot \rightarrow R'COH + R'' \cdot$ $\cdot ROOH \rightarrow RO + \cdot OH$ $ROO \cdot + R'H \rightarrow ROOH + R' \cdot$
Terminación	Otras reacciones
$2ROO \cdot \rightarrow RO + ROH + O_2$ $2ROO \cdot \rightarrow 2RO + O_2$ $2R \cdot \rightarrow RR$	$RCOH + RCOOOH \rightarrow 2RCOOH$

(Pfaendtner and Broadbelt, 2008)

2.4. Aditivos

En los sistemas de lubricación de motores de combustión interna, los lubricantes cumplen con varias funciones tales como disminuir fricción, evitar desgaste, enfriar, etc. La remoción de la fricción y la reducción del desgaste se consiguen mediante el empleo de aditivos, los cuales son compuestos preparados sintéticamente. Estos aditivos reaccionan y depositan una capa tribológica, o “tribocapa”, sobre las

superficies metálicas que experimentan fricción (Morina et al., 2006; Olomolehin, Kapadia, and Spikes, 2010; Spikes, 2004). Al cumplir su función, la tribocapa se degrada, perdiendo sus propiedades y quedando como productos de desgaste en el aceite.

Comercialmente, los aditivos más usados para reducir el desgaste son di-alquil-tio-fosfatos de zinc, conocidos como ZDDP, y para reducir la fricción se usan di-tio-carbamatos de Molibdeno, conocidos como MoDTC. Durante el proceso de lubricación, los ZDDP se transforman en fosfatos de zinc y de hierro, los cuales forman cadenas de diferentes tamaños y con diferentes proporciones de oxígeno (orto-fosfatos, piro-fosfatos, poli-fosfatos y meta-fosfatos); por su parte, los MoDTC se transforman en sulfuro de molibdeno. Los fosfatos de zinc y hierro, así como el sulfuro de molibdeno son los componentes aditivos de la tribocapa. Una vez formada, la tribocapa consiste principalmente de carbón, proveniente del acarreador que transporta a los aditivos (Chen et al., 2013; Matthews, Franklin, and Holmberg, 2007; Neville, Haque and Morina, 2008; Sellmeier, Alonso, and Boesl, 2014; Stark et al., 2005; Syrkov, Silivanov, and Kushchenko, 2016).

2.5. Desgaste y lubricación

El desgaste es un fenómeno físico que conduce a la pérdida o la deformación del material, deteriorando así las superficies e incluso llevándolas a la fracturarse. Existen diferentes mecanismos de desgaste según el fenómeno físico-mecánico que los provoca, tales como desgaste por abrasión, por adhesión, por erosión, por corrosión y por fatiga, entre otros (Figura 2.2). En sistemas mecánicos pueden ocurrir varios mecanismos de desgaste simultáneamente, por lo que el sistema debe ser lubricado continuamente, a fin de evitar daños irreversibles a las máquinas.

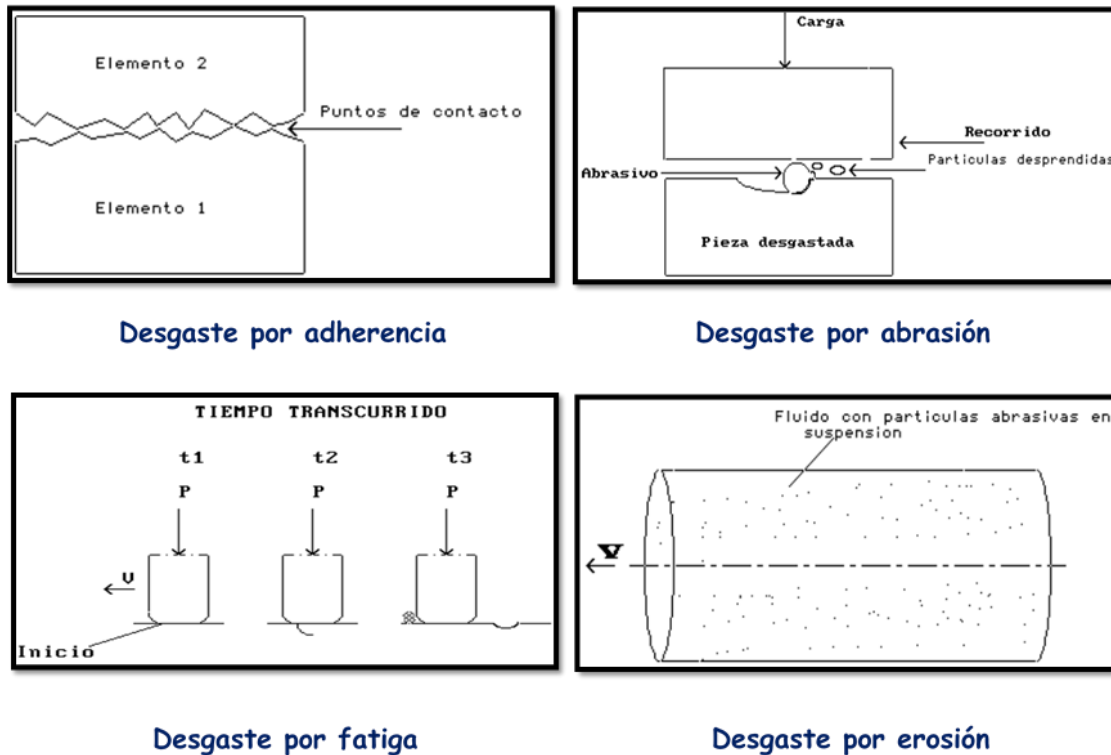


Figura 2.2. Algunas formas de desgaste.

2.6. Fenómenos físico-químicos que ocurren dentro de los sistemas lubricantes

Para ampliar la comprensión de los regímenes de lubricación es conveniente clasificar los fenómenos físico-químicos que ocurren dentro de los sistemas lubricados en cuatro eventos, flujo de lubricante, equilibrio absorción-desorción, formación de tribocapa térmica y formación y remoción de tribocapa. En el primero de estos eventos, el flujo de lubricante que es suministrado desde el cárter mediante una bomba arrastra a los precursores lubricantes (aditivos) hasta la superficie interna del motor donde ocurren los siguientes tres eventos; primero los precursores lubricantes se absorben y se desabsorben sobre las paredes internas del motor, luego los precursores depositados en la superficie reaccionan por efecto de la temperatura, formando una primera tribocapa protectora que recibe el nombre de tribocapa térmica o termo tribocapa y finalmente, cuando las superficies cubiertas por la termo tribocapa se rozan y hacen contacto entre ellas, una parte de la tribocapa depositada es removida de la superficie y otra parte se mantiene adherida pero cambia, por reacción química, su nano estructura y sus propiedades (Figura 2.3).

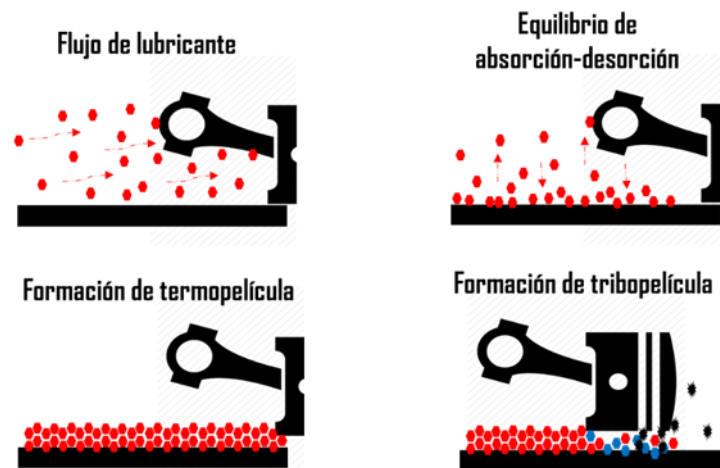


Figura 2.3. Representación esquemática de formación y remoción de tribocapa.

Dicho sea de paso, las propiedades de la termocapa y la tribocapa son diferentes, aun cuando provienen de los mismo los mismos precursores lubricantes (Morina and Neville, 2007; Parsaeian et al., 2017). En términos simples, la estructura de tribocapa es más resistente que la estructura de la termocapa. Además, debe recordarse que los residuos desprendidos de la tribocapa protectora ya no tienen propiedades lubricantes (Morina and Neville, 2007; Parsaeian et al., 2017).

2.7. Complejidad química real del fenómeno de lubricación

Las secciones anteriores describen simplificaciones que se usan en el resto de este trabajo. Sin embargo, vale la pena analizar por qué son tan necesarias y muchas de ellas son inevitables.

Entre los aditivos comercialmente más usados para reducir el desgaste se encuentran los di-alquil-tio-fosfatos de zinc $Zn(RS)_2PO_2$, conocidos como ZDDP; y entre aquellos usados para reducir fricción se encuentran los di-tio-carbamatos de molibdeno $Mo_2O_2S_2(OSNR_2)_2$, conocidos como MoDTC. Durante el proceso de lubricación, los ZDDP se transforman en fosfatos de zinc y de hierro, los cuales forman cadenas de diferentes tamaños y con diferentes proporciones de oxígeno, zinc y hierro (orto-fosfatos, piro-fosfatos, poli-fosfatos y meta-fosfatos); por su parte, el MoDTC se transforma en sulfuro de molibdeno. Los fosfatos de zinc y hierro, así como el sulfuro de molibdeno son los principales componentes, provenientes de los aditivos, que se encuentran de la tribocapa (Khaemba et al., 2017; Spikes, 2004).

Cuando la tribocapa se degrada por efectos de temperatura y fricción se forman óxidos de zinc, hierro y molibdeno, los cuales no exhiben propiedades anti-desgaste ni anti-fricción; por ello son considerados productos de degradación. Los aditivos también pueden transformarse en alcoholes, tioles, sulfuros, sulfatos y otras moléculas más complejas de azufre, fósforo, nitrógeno y oxígeno, los cuales también son considerados productos de degradación ya que no exhiben propiedades lubricantes (Figura 2.4).

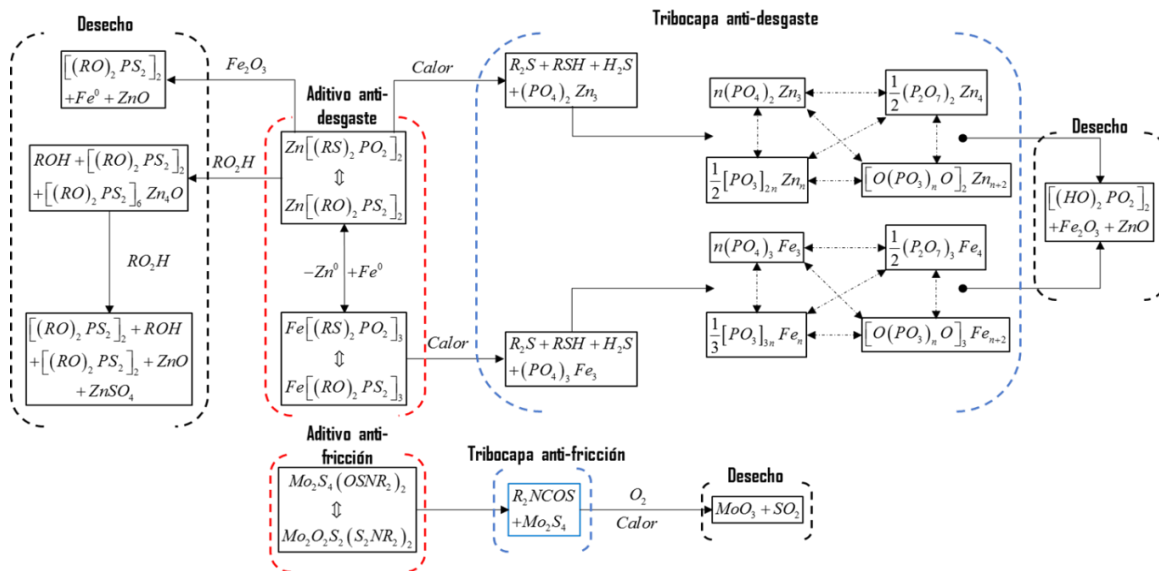


Figura 2.4. Esquema de reacción teórico para formación y degradación de la tribocapa en motores de combustión interna.

3. Metodología

La Metodología llevada a cabo en este trabajo para cumplir con el objetivo de diseñar un sistema de lubricación más eficiente que proteja los motores de combustión interna y reduzca el consumo de lubricante, siguió dos rutas en paralelo:

- El desarrollo teórico de modelos matemáticos, basado en fundamentos reportados en literatura.
- La evaluación experimental de los parámetros necesarios para los modelos teóricos.

3.1. Ruta reactiva del fenómeno de la lubricación

3.1.1. Evolución química durante el fenómeno de lubricación

Una forma simple de representar la evolución química, desde precursores lubricantes hasta desechos, es suponerlos como conjuntos de moléculas aglomeradas. Así, el aglomerado de precursores lubricantes **A**, reacciona siguiendo un esquema cinético mono molecular de primer orden (Domínguez-García et al., 2021; Constales, Yablonsky, and Marin, 2015; Kuo and Wei, 1969; Wei and Kuo, 1969), para formar el aglomerado **F** que constituye la tribocapa; cuando esta tribocapa es removida de la superficie, las sustancias que le constituían se degradan formando el aglomerado de desechos **D** (Figura 3.1).

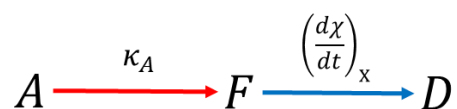


Figura 3.1. Ruta reactiva de los precursores lubricantes.

Las suposiciones anteriores implican que la ruta reactiva del fenómeno de lubricación se simplifica a un esquema de dos reacciones mono-moleculares secuenciales, pero debe aclararse que la transformación del aglomerado **A** en el aglomerado **F** es un **fenómeno químico** cuya rapidez depende de la constante cinética κ_A , y la transformación del aglomerado **F** en el aglomerado **D** es un **fenómeno mecánico** cuya rapidez depende de un parámetro de desgaste experimental de la tribocapa, $\left(\frac{d\chi}{dt}\right)_x$, por evaluarse.

3.1.2. Balances de masa en la tribocapa

Para el modelado de la ruta reactiva mostrada (Figura 3.1), se consideró que las reacciones de formación y de degradación de **F** ocurren en un sistema cerrado, por lo que la ecuación de balance de masa para el aglomerado **F** que constituye la tribocapa (3.1) contiene el término de acumulación dm_F/dt , igualado a la velocidad de generación de tribocapa por medio de una reacción química r_{GF} , que a su vez coincide con el balance de masa de **A** (3.2), y el segundo de remoción o consumo provocado por el desgaste mecánico r_{CF} , que coincide con el balance de masa de **D** (3.3).

$$\frac{dm_F}{dt} = r_{GF} - r_{CF} \quad (3.1)$$

$$\frac{dm_A}{dt} = -r_{GF} \quad (3.2)$$

$$\frac{dm_D}{dt} = r_{CF} \quad (3.3)$$

3.1.3. Tasa de generación de tribocapa

3.1.3.1. Modelo de la cinética de formación de tribocapa

La forma más simple de modelar las reacciones químicas mono moleculares que generan la tribocapa es suponiendo cinética de pseudo-primer orden (Domínguez-García et al., 2021), la cual agrupa variables que pueden ser consideradas constantes para las condiciones específicas del sistema reactivo en una constante cinética aparente (Azam, Ghanbarzadeh, et al., 2019). Entonces, en el caso de la formación de la tribocapa la constante cinética aparente es κ_A , esta constante agrupa el área superficial disponible para reacción, la temperatura, la concentración del aceite que contiene los aditivos y la contribución del efecto tribológico.

Una breve justificación de la suposición anterior es la siguiente: Aunque la rapidez de las reacciones superficiales es controlada por la disponibilidad de sitios activos en la superficie, en el caso de las reacciones de superficie en las cuales se forman múltiples capas, el efecto catalítico se conserva hasta un espesor específico de la tribocapa formada, por lo que en esa región se puede considerar que la rapidez de reacción de generación de tribocapa es controlada por la cinética intrínseca. La

concentración del aceite que contiene los aditivos es muy grande comparada con la concentración de los aditivos, entonces esta puede ser considerada constante todo el tiempo y la contribución del efecto tribológico es usualmente introducida a los modelos cinéticos como una constante similar a las constantes de Plank y Boltzmann (Azam, Dorgham, et al., 2019; Azam, Ghanbarzadeh, et al., 2019).

Si se supone cinética de primer orden, la velocidad de generación de tribo capa, r_{GF} , es igual al producto de la constante de rapidez κ_A y la masa de precursores lubricantes disponibles para la reacción m_A dividido por el volumen V que ocupa el sistema reactivo (3.4).

$$r_{GF} = \kappa_A \frac{m_A}{V} \quad (3.4)$$

3.1.3.2. Estimación experimental de la constante cinética de formación de tribo capa

Con la finalidad de aproximar la magnitud de la constante cinética, y validar que el crecimiento de la tribo capa protectora se puede modelar como una reacción mono molecular de primer orden, se realizaron experimentos de formación de tribo capa:

Placas planas de acero automotriz de $2.54 \text{ cm} \times 2.54 \text{ cm}$ fueron sumergidas en 20 mL de aceite lubricante comercial clasificación 15W40; el depósito de la tribo capa se llevó a cabo en un horno eléctrico, a 200° C y presión atmosférica (Figura 3.2), variando el tiempo de permanencia en el horno (Tabla 3.1).

Tabla 3.1. Datos experimentales de la formación de tribo capa.

Tiempo de depósito, min	χ , nm	w_{LTF} [C,H]	w_{ATF} [Mo,Ca,Mg,P,Zn,O]
2	198	0.66	0.34
4	626	0.80	0.20
8	940	0.80	0.20
12	1350	0.80	0.20
16	2510	0.82	0.18
26	2999	0.84	0.16
35	3759	0.90	0.10



Figura 3.2. Fotografía de las placas sumergidas en el lubricante a 200°C y 1 atm .

Para cada muestra, el espesor de la tribocapa depositada fue observado y medido en un microscopio electrónico de barrido SEM (Figura 3.3a), de esta manera se obtuvo el perfil del espesor de tribocapa (Figura 3.3b). Subsecuentemente, la composición de la tribocapa depositada se estimó para cada muestra por medio de análisis espectroscópicos de dispersión de energía EDS (Figura 3.3c), y los perfiles de la masa de la tribocapa depositada fueron estimados suponiendo al área de depósito constante $A_R = 1.6 \times 10^{16}\text{nm}^2$ (0.25 in^2) y a la densidad de la tribocapa constante $\rho_F = 0.8\text{ g/mL}$ (Figura 3.2d). Los elementos detectados fueron {Mo, Ca, Mg, P, Zn, O}, provenientes de las moléculas típicas (Apéndice I, Tabla A1) de los aditivos usados en las formulaciones de lubricantes (Li et al. 2015; Morina et al. 2006; Morina and Neville 2007; Unnikrishnan et al. 2002); estos precursores aditivos se agruparon como ATF. Adicionalmente, las tribocapas depositadas estaban constituidas principalmente por carbono, probablemente proveniente de la degradación del aceite (Chen and Hsu, 2003; Pfaendtner and Broadbelt, 2008); el carbono fue considerado el precursor lubricante LTF.

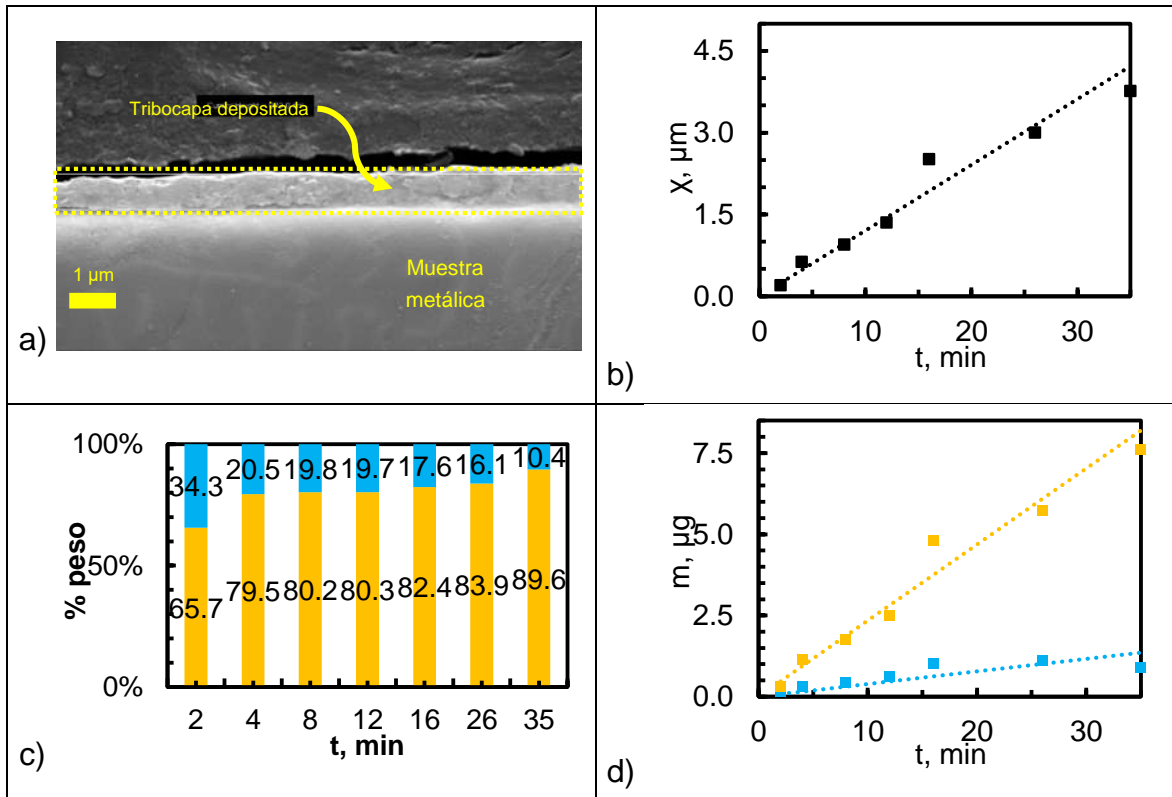


Figura 3.3. Resultados de los experimentos de la formación de tribocapa.

- a) Fotografía de la tribocapa depositada a 200° C.
 b) Perfil del espesor de la tribocapa depositada, ■ χ , ••• χ ajustada.
 c) composición elemental de la tribocapa depositada, ■ % peso de LTF, ■ % peso de ATF.
 d) Perfil de la masa de aditivos y lubricante depositados, ■ LTF, ••• LTF ajustado, ■ ATF, ••• ATF ajustado.

Con la información anterior se calcularon las constantes cinéticas que ajustan los datos del depósito de tribocapa, así como sus coeficientes de correlación (Tabla 3.2).

Tabla 3.2. Constantes cinéticas del depósito de tribocapa.

Constante cinética	Valor, mL min ⁻¹	Coefficiente de correlación
κ_{ATF}	7.00×10^{-4}	$R_{ATF}^2 = 0.9088$
κ_{LTF}	1.50×10^{-5}	$R_{LTF}^2 = 0.9614$

Nótese que el perfil de crecimiento de tribocapa observado es lineal (Figura 3.2b); esto es consecuencia de que las constantes cinéticas para ATF y LTF son muy pequeñas, por lo que la cantidad de aditivos y de aceite son prácticamente constantes en los intervalos de tiempo de los experimentos. Entonces, en esas

condiciones, la cinética de formación de tribocapa es de orden cero, y la cantidad de precursores lubricantes no modifica la tasa de crecimiento de la tribocapa. Sin embargo, si las condiciones cambian y las constantes cinéticas son más grandes o la cantidad de lubricante en los experimentos es menor, los cambios de la concentración de los precursores lubricantes pueden afectar la rapidez de crecimiento de la tribocapa modificando la tasa de desgaste del metal base (Matthews et al., 2007). Los efectos de los cambios de concentración de los precursores lubricantes son abordados más adelante en este trabajo.

Nótese también, que la composición y las propiedades de tribocapa depositada cambian según su espesor (Figura 3.4); estas variaciones en las propiedades pueden modificar la dureza, la resistencia y el coeficiente de fricción de la tribocapa, que se notarían como variaciones del comportamiento del sistema lubricado (Domínguez-García et al., 2021). Sin embargo, es bastante complicado caracterizar la nano estructura de la tribocapa formada y sus propiedades; tales estudios van más allá del alcance de este trabajo. Por lo tanto, aquí se considera que, la nano estructura de la tribocapa depositada y sus propiedades son constantes en cualquier momento y uniformes en todas las posiciones de la superficie.

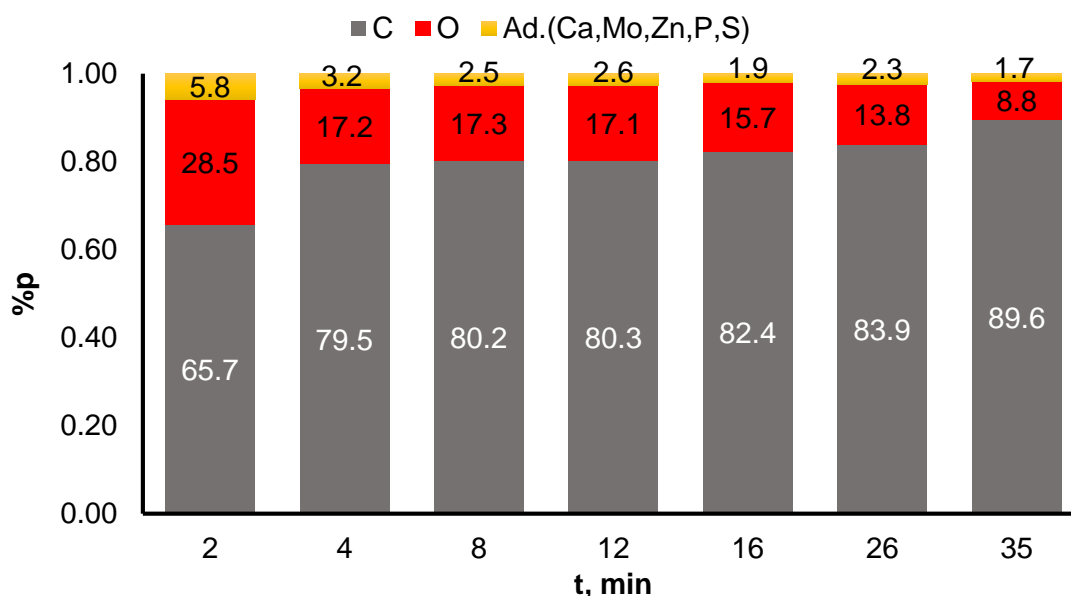


Figura 3.4. Contenido elemental de las tribocapas depositadas.

Finalmente, debe aclararse que los resultados de los experimentos realizados para esta sección muestran que hay dos tipos de precursores lubricantes que constituyen

la tribocapa protectora, el ATF y LTF; sin embargo, a fin de simplificar los cálculos en las simulaciones se usan los balances de masa para los 3 aglomerados de compuestos (Figura 3.1).

3.1.4. Tasa de remoción de tribocapa

3.1.4.1. Fracción de área cubierta por la tribocapa

Antes de pasar a la definición y la tasa de remoción de la tribocapa, es preciso definir fracción de área cubierta por la tribocapa, ya que aparece con frecuencia en las secciones siguientes. La fracción de área cubierta por la tribocapa, $\nu(\chi)$, está relacionada con la distribución de los picos de la rugosidad del metal base, para el caso de esta investigación, las superficies metálicas. Lo anterior quiere decir que cuando el espesor de la tribocapa es menor que la rugosidad del metal, $\chi < X$, el área plana disponible para que la tribocapa se deposite es reducida por los picos de la rugosidad, y por lo tanto es función del espesor de la tribocapa depositada. En cambio, cuando el espesor de tribocapa es mayor a la rugosidad del metal, entonces la totalidad del área plana está disponible para que la tribocapa se deposite.

La distribución de la rugosidad en las superficies metálicas ya ha sido propuesta como una función tipo curva normal de probabilidad, que varía con el espesor de la tribocapa (Insausti et al., 2000; Mitutoyo, 2010; Papers, 2012; Universidad de Valencia, 2013). Como práctica aceptada, la distribución normal es interpolada usando un polinomio de tercer orden, evitando así el manejo matemático complejo de la distribución normal.

Conjuntando ambas regiones en que se requiere describir la fracción del área cubierta por la tribocapa, se propone la función discontinua (3.5) cuyo punto de quiebre corresponde a la igualdad del espesor de tribocapa con la rugosidad del metal, $\chi = X$. Los coeficientes del polinomio (Tabla 3.3) fueron interpolados de los resultados experimentales (Sección 3.3) de los experimentos tribológicos realizados en la Universidad Federico Santa María, de Valparaíso, Chile. Es importante notar que este polinomio interpolante se utilizó a lo largo de este trabajo, sin reajustarse.

$$v(\chi) = \begin{cases} \sum_{n=0}^3 a_n \left(\frac{\chi}{X}\right)^n & ; \chi < X \\ 1 & ; \chi \geq X \end{cases} \quad (3.5)$$

Tabla 3.3. Coeficientes del polinomio de tercer grado de la ecuación (3.1).

$a_0 = 0.0041$	$a_1 = -0.1296$	$a_2 = 3.3642$	$a_3 = -2.2428$
----------------	-----------------	----------------	-----------------

3.1.4.2. Modelo de la cinética de remoción de tribocapa

Para modelar el término de consumo (remoción) de tribocapa, r_{CF} , que ocurre debido al contacto entre dos superficies que se deslizan y se rozan entre sí, se hizo uso de la regla de la cadena del cálculo diferencial. Así al multiplicar la tasa de reducción del espesor de tribocapa, $(d\chi/dt)_C$, por la variación del volumen de tribocapa respecto de su espesor, $dV_F/d\chi$, se obtiene la rapidez de cambio del volumen de tribocapa respecto del tiempo. Finalmente, si esta cantidad se multiplica por la densidad de la tribocapa, ρ_F , el resultado es la rapidez de consumo de masa de la tribocapa (3.6).

$$r_{CF} = \left(\frac{d\chi}{dt}\right)_C \frac{dV_F}{d\chi} \rho_F \quad (3.6)$$

La definición $(d\chi/dt)_C$ se explica con detalle en los estudios tribológicos. La función $dV_F/d\chi$ se puede definir directamente al derivar el cálculo del volumen de tribocapa sobre una área variable respecto de su espesor (3.7), que al derivar da el resultado buscado (3.8).

$$V_F = \int_0^X A_R v(\chi) d\chi \quad (3.7)$$

$$\frac{dV_F}{d\chi} = A_R v(\chi) \quad (3.8)$$

Nótese que en (3.8) aparece de nuevo la fracción de área cubierta por la tribocapa $v(\chi)$; por tanto, esta fracción es la variable que relaciona el balance de masa de la tribocapa depositada con la ley de Archard (1.1).

3.1.4.3. Tasa experimental de reducción del espesor de tribocapa

Ya que la tasa másica de consumo de la tribocapa, r_{MF} , depende de la tasa de reducción del espesor de la tribocapa, $(d\chi/dt)_C$, se propone una función para modelarla, derivada a partir del ajuste de datos experimentales de los coeficientes de fricción (Figuras 3.5a-3.5c), obtenidos a condiciones de operación fijas del tribómetro (Tabla 3.4). El espesor de la tribocapa depositada sobre la Placa 1 fue estimado igual a $0.39 \mu\text{m}$, el espesor de la tribocapa depositada sobre la Placa 2 fue estimado igual a $0.73 \mu\text{m}$ y el espesor de la tribocapa en la Placa 3 fue estimado igual a $1.20 \mu\text{m}$.

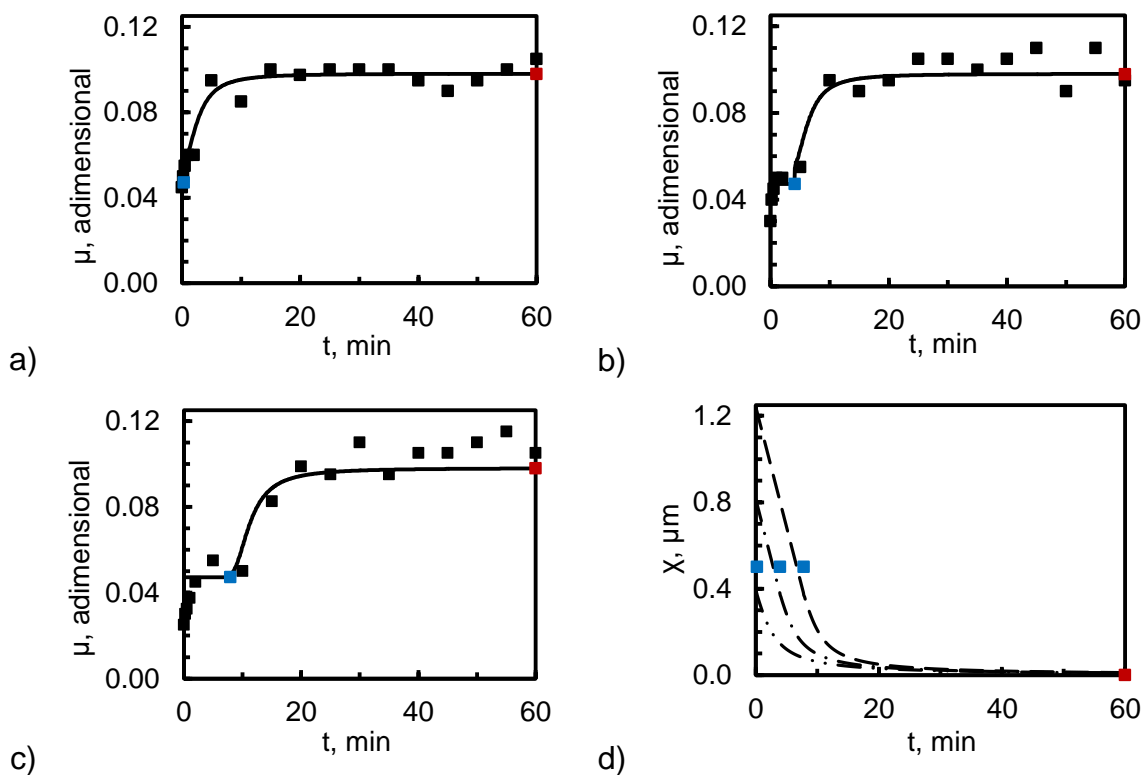


Figura 3.5. Perfiles de fricción obtenidos en el tribómetro.

- a) Ajuste del coeficiente de fricción en la Placa 1.
 b) Ajuste del coeficiente de fricción en la Placa 2.
 c) Ajuste del coeficiente de fricción en la Placa 3.
 ■ $\chi = X$, ■ $\chi = 0$. — μ ajustado, ■ datos experimentales.
 d) Perfiles de espesor de tribocapa, ■ $\chi = 0$ — Placa 1, •— Placa 2, ••— Placa 3.

Tabla 3.4. Condiciones experimentales de los perfiles de fricción*.

Fuerza Normal, N	Frecuencia, $Hertz$	Tiempo, h	Rugosidad, nm	Área de depósito, $10^{14} nm^2$
20	6	1	500	1.61

*Estos datos fueron obtenidos en un tribómetro de perno y disco, construido artesanalmente en la Universidad Técnica Federico Santa María de Valparaíso, Chile.

Los coeficientes de fricción μ fueron ajustados suponiendo que se distribuyen de manera uniforme respecto del decremento de fricción, $\Delta\mu$, sobre la superficie cubierta por la tribocapa (3.9), y que es una función lineal de la fracción de área cubierta por la tribocapa $\nu(x,y)$. Así, el decremento de la fricción (3.10) es la diferencia entre el coeficiente de fricción de la superficie no recubierta por la tribocapa, μ_0 , y el coeficiente de fricción de la superficie completamente cubierta por la tribocapa, μ_X .

$$\mu = \mu_0 - \Delta\mu \nu(x,y) \quad (3.9)$$

$$\Delta\mu = \mu_0 - \mu_X \quad (3.10)$$

Refiriendo nuevamente a la transición de la fricción μ entre μ_0 y μ_X debido a la evolución del perfil de espesor de tribocapa (Figuras 3.2a-3.2c), se observan las siguientes etapas:

- Al inicio, cuando el espesor de la tribocapa, χ , es más grande que espesor de la rugosidad del metal, X , el coeficiente de fricción, $(\mu_X)_{\chi \geq X}$, exhibe el valor obtenido por el contacto entre el perno y la superficie de la tribocapa. En particular, el cual es casi la mitad del coeficiente de fricción resultante del contacto entre el perno y la superficie metálica sin tribocapa, μ_0 .
- Después, cuando el espesor de la tribocapa es menor que el espesor de la rugosidad del metal, $\chi < X$, el valor del coeficiente de fricción es una fracción de μ_0 , ya que la fracción de área cubierta por la tribocapa, $\nu(x,y)$, reduce el contacto entre la rugosidad del perno y la rugosidad de la placa.
- Conforme el espesor de la tribocapa continúa disminuyendo, la fracción de área cubierta por la tribocapa $\nu(x,y)$ también disminuye hasta ser igual a cero, y entonces el coeficiente de fricción es μ_0 .

Nótese que si $\chi \geq X$ el coeficiente de fricción es independiente del espesor de la tribocapa, porque los picos de la superficie metálica no aparecen por arriba de ese nivel; por lo tanto el coeficiente de fricción se mantiene constante desde el inicio de los experimentos hasta se alcanza el nivel $\chi = X$. La figura 3.2d muestra el tiempo estimado para que el espesor de la tribocapa, de los tres experimentos, alcance el nivel de la rugosidad $\chi = X$.

Debe notarse que, si no hay tribocapa depositada, $\chi = 0$, la tasa de remoción del espesor de la tribocapa, $(d\chi/dt)_c$, es nula. En contraste, si el espesor de la tribocapa es más grande que el nivel de la rugosidad y las condiciones del sistema de lubricación no cambian, entonces $(d\chi/dt)_c$ exhibe un valor constante $(d\chi/dt)_x$, el cual es el valor absoluto de la pendiente de los segmentos de línea recta de los perfiles de espesor antes de alcanzar el nivel $\chi = X$ (Figura 3d). Por lo tanto, en este trabajo se supone que la tasa de remoción del espesor de la tribocapa $(d\chi/dt)_m$ está proporcionalmente relacionado con la fracción de área cubierta $v(x, y)$ (3.11).

$$\left(\frac{d\chi}{dt}\right)_c = \left(\frac{d\chi}{dt}\right)_x v(x, y) \quad (3.11)$$

Finalmente, el ajuste de los coeficientes de fricción observados experimentalmente (Figura 3.6), utilizando las ecuaciones (3.1 y 3.9), muestra que se tiene la estimación correcta, ya que la tendencia es la adecuada y las diferencias puntuales pueden ser consideradas error experimental.

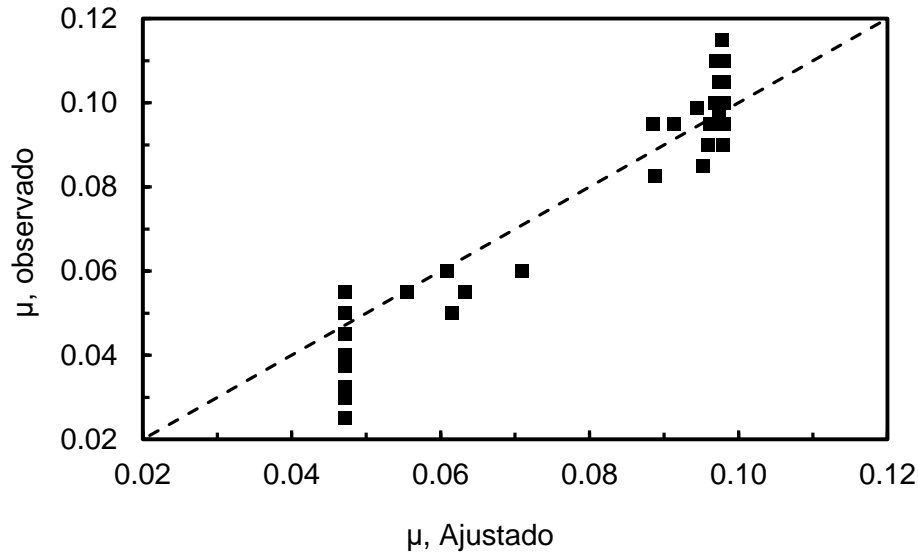


Figura 3.6. Comparación de los coeficientes de fricción ajustados y experimentales.

Datos extraídos de las Figura3a-3c.
 ■ Valores experimentales, --- Ajuste.

NOTA. Es necesario resaltar que, en este trabajo, la tasa de remoción del espesor de la tribocapa $(d\chi/dt)_C$, que se representa asociada a la pérdida de masa de la tribocapa, no es considerada como parte del desgaste metálico porque se refiere, exclusivamente, a la tribocapa. También es importante resaltar que $(d\chi/dt)_X$ no es realmente constante, ya que depende de la morfología de la nanoestructura de la tribocapa; sin embargo, y para los propósitos de esta tesis, esa nanoestructura es considerada morfológicamente uniforme.

3.1.4.4. Variación del espesor de la tribocapa

Las ecuaciones de los balances de masa de la tribocapa (3.1-3.3) y la ecuación del cambio de su espesor en el tiempo (3.11) sirven para modelar el comportamiento dinámico de los sistemas lubricados; sin embargo aún falta relacionar el espesor de la tribocapa χ con los balances de masa. En esta sección se desarrolla su relación matemática.

El balance de tribocapa se plantea como la variación neta del espesor de la tribocapa con respecto del tiempo, $d\chi/dt$. Esta variación (3.12) es igual a la diferencia entre la variación debida a la generación de tribocapa, $(d\chi/dt)_G$, y la variación debida al consumo de tribocapa, $(d\chi/dt)_C$.

$$\frac{d\chi}{dt} = \left(\frac{d\chi}{dt}\right)_G - \left(\frac{d\chi}{dt}\right)_C \quad (3.12)$$

La variación del espesor debida a la generación de tribocapa (3.13), es igual al producto de la derivada del espesor de la tribocapa respecto de su volumen, $d\chi/dV_F$, multiplicada por la variación del volumen de la tribocapa respecto del tiempo debida a la generación, $(dV_F/dt)_G$.

$$\left(\frac{d\chi}{dt}\right)_G = \frac{d\chi}{dV_F} \left(\frac{dV_F}{dt}\right)_G \quad (3.13)$$

Aquí, $(dV_F/dt)_G$ toma en cuenta a la tasa de generación de tribocapa dividida por su densidad ρ_F (3.14).

$$\left(\frac{dV_F}{dt}\right)_G = \frac{r_{GF}}{\rho_F} \quad (3.14)$$

Hasta aquí ya se tiene completo el modelo matemático que consiste de los balances de masa en la tribocapa asociados a su cambio de espesor físico observado. Este modelo es la base de los cálculos reportados en adelante.

3.2. Eficiencia del sistema de lubricación y pérdidas de potencia causadas por la fricción

Antes de pasar a los Resultados, donde se simula y analiza el perfil de espesor de la tribocapa en el sistema de lubricación del motor, es apropiado definir una variable que cuantifique que tan eficiente es el sistema de lubricación y otra variable que cuantifique el trabajo mecánico degradado debido a la fricción.

3.2.1. Eficiencia del sistema de lubricación

La eficiencia de lubricación, η , se define como uno menos el cociente de la tasa de desgaste del material de material basa, dw/dt , entre el coeficiente de desgaste característico del sistema cuando no hay tribocapa protectora $(dw/dt)_0$ de la siguiente manera (3.14).

$$\eta = 1 - \frac{\frac{dw}{dt}}{\left(\frac{dw}{dt}\right)_0} \quad (3.14)$$

Nótese que la eficiencia de lubricación definida así toma valores entre cero y uno: Cuando el espesor de la tribocapa es $\chi = 0$, la tasa de desgaste del metal de las superficies es $\frac{dw}{dt} = \left(\frac{dw}{dt}\right)_0$, y la eficiencia de lubricación es $\eta = 0$ porque la tribocapa no protege a la superficie. En el otro extremo, cuando el espesor de la tribocapa es mayor que la rugosidad, $\chi > X$, la tasa de desgaste del metal base es $\frac{dw}{dt} = 0$, y la eficiencia de lubricación es $\eta = 1$, ya que la tribocapa protege por completo a la superficie.

3.2.2. Pérdidas de potencia causadas por la fricción

Como se ha visto (Figuras 3.5a-3.5d), la remoción del espesor de la tribocapa provoca el incremento del coeficiente de fricción. Entonces, las pérdidas de potencias instantáneas, debidas al incremento del coeficiente de fricción, pueden ser estimadas en cualquier instante, al derivar el trabajo mecánico respecto del tiempo (3.15).

$$\text{Potencia pérdida} = \frac{d(\text{trabajo mecánico})}{dt} = N\mu r(f) \quad (3.15)$$

Cuando se realizaron los experimentos tribológicos (subsección 3.1.4.2), la potencia generada en el tribómetro fue transformada en calor en lugar de ser transformada en trabajo mecánico; esa pérdida es considerada una pérdida efectiva de potencia del motor. Además, el trabajo mecánico necesario para contrarrestar la fuerza de fricción puede ser calculado como la integral del producto entre el la fuerza normal N , el coeficiente de fricción μ y la velocidad lineal $r(f)$ respecto del tiempo (3.16).

$$\text{Trabajo mecánico} = \int_0^t N\mu r(f) dt \quad (3.16)$$

Recordando que en un sistema rotatorio, como el tribómetro, la velocidad lineal $r(f)$ es directamente proporcional a la velocidad angular f mediante la relación $r(f) =$

$2\pi Rf$; el radio promedio del círculo de desgaste (Figura 3.4) que se marcó en el tribómetro sobre cada placa, R , fue 2.5 cm.

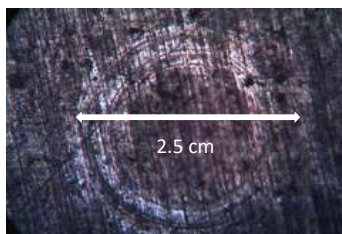


Figura 3.7. Imagen del radio de desgaste obtenido en los experimentos tribológicos.

3.3. Degradación directa de precursores lubricantes

La ruta reactiva que se analizó experimentalmente {secciones 3.1 y 3.2}, supone que el aglomerado de precursores lubricantes **A** reacciona para formar el aglomerado tribocapa **F**, y luego este aglomerado se degrada por efectos mecánicos para producir el aglomerado de productos de desecho **D**. Sin embargo, hay otra reacción importante que vale pena analizar, esta reacción es la degradación directa de los precursores lubricantes a productos de desecho **A** → **D** (Domínguez-García et al., 2019; Natarajan, Olson, and Abraham, 2000). Esta reacción, es completamente indeseable, ya que agota la cantidad de precursores lubricantes disponibles para formar la tribocapa sin que hayan sido útiles; por lo que es importante abordar esta reacción adversa desaglomerando el esquema de dos reacciones (Figura 3.8).

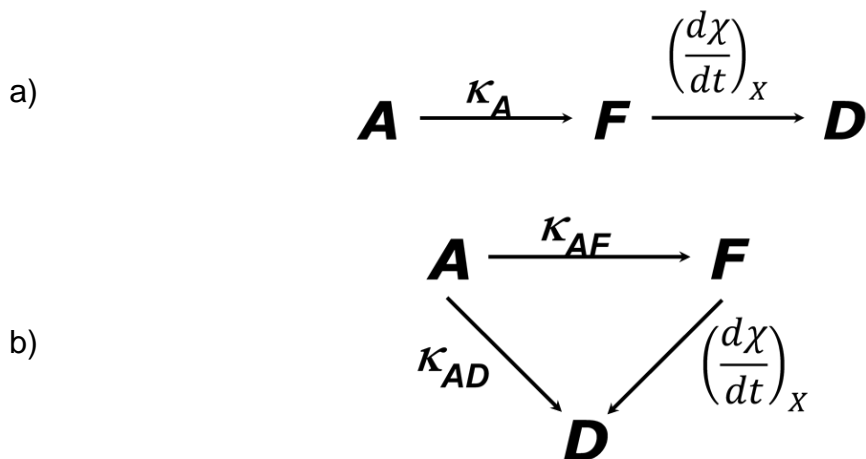


Figura 3.8. Esquemas reactivos agrupados de tres aglomerados.

a) Simplificado con dos reacciones aglomeradas o lineal.

b) Simplificado con tres reacciones aglomeradas o triangular.

El esquema triangular simplificado considera que la rapidez a la que los precursores lubricantes reaccionan para formar la tribocapa depende de la constante cinética κ_{AF} , la rapidez a la que los precursores lubricantes se descomponen para formar desechos depende de la constante cinética κ_{AD} , y la rapidez con la que la tribocapa se degrada a desechos depende de la constante cinética $\kappa_{FD} = \left(\frac{d\chi}{dt}\right)_X$. Nótese que para simplificar la notación, se iguala la tasa de degradación de tribocapa a una constante pseudo-cinética.

Para que el esquema triangular (Figura 3.8b) sea representado por el esquema lineal (Figura 3.8a), se deben cumplir algunas restricciones:

- Las reacciones en ambos esquemas son mono moleculares de primer orden.
- Existe una relación lineal entre las constantes cinéticas de ambos esquemas.
- Los resultados simulados por ambos esquemas deben ser idénticos.

Para encontrar esa relación se usó el procedimiento desarrollado por Wei y Kuo (Aris, 1968; 1999; Bhore, Klein, and Bischoff, 1990; Constales et al., 2015; Wei and Kuo, 1969), el cual consiste en encontrar una matriz M (3.17), tal que al multiplicarla (3.20) por el vector de aglomerados a correspondiente al esquema triangular (3.18), resulte en el vector de aglomerados \hat{a} correspondiente al esquema lineal (3.19).

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$a = \begin{bmatrix} m_A \\ m_F \\ m_D \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

$$\hat{a} = \begin{bmatrix} m_{AF} \\ m_D \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

$$\begin{bmatrix} m_{AF} \\ m_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_A \\ m_F \\ m_D \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Ahora, la ecuación vectorial (3.20) puede separarse en dos ecuaciones escalares (3.21 y 3.22).

$$m_{AF} = m_A + m_F \quad (3.21)$$

$$m_D = m_D \quad (3.22)$$

De este resultado se puede deducir fácilmente que, por un lado, en el esquema lineal se aglomera la masa de los precursores lubricantes con la masa de tribocapa y, por otro lado, que el aglomerado de desechos es el mismo en ambos esquemas.

Ahora, para encontrar la relación entre las constantes cinéticas de ambos esquemas, y que satisfagan los balances de masa (3.21 y 3.22), primero se debe plantear los balances de masa para el esquema triangular (3.23) en forma vectorial, y enseguida se identifica su matriz de constantes cinéticas (3.24). El procedimiento se repite para el esquema lineal, planteando sus balances de masa en forma vectorial (3.25) e identificando su matriz de constantes cinéticas (3.26).

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} m_A \\ m_F \\ m_D \end{bmatrix} = -\frac{1}{V} \begin{bmatrix} \kappa_{AF} + \kappa_{AD} & 0 & 0 \\ -\kappa_{AF} & \kappa_{FD} & 0 \\ -\kappa_{AD} & -\kappa_{FD} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_A \\ m_F \\ m_D \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

$$K = \begin{bmatrix} \kappa_{AF} + \kappa_{AD} & 0 & 0 \\ -\kappa_{AF} & \kappa_{FD} & 0 \\ -\kappa_{AD} & -\kappa_{FD} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} m_{AF} \\ m_D \end{bmatrix} = -\frac{1}{V} \begin{bmatrix} \kappa_A & 0 \\ -\kappa_A & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{AF} \\ m_D \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$$\hat{K} = \begin{bmatrix} \kappa_A & 0 \\ -\kappa_A & 0 \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

Luego, de acuerdo al procedimiento de Wei y Kuo (1969), las constantes cinéticas de ambos esquemas cumplen la relación lineal $\hat{K}M = MK$ (3.27). Al realizar las operaciones en ambos miembros de (3.27), finalmente se llega a la relación que hay entre las constantes cinéticas (3.28).

$$\begin{bmatrix} \kappa_A & 0 \\ -\kappa_A & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_{AF} + \kappa_{AD} & 0 & 0 \\ -\kappa_{AF} & \kappa_{FD} & 0 \\ -\kappa_{AD} & -\kappa_{FD} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

$$\begin{bmatrix} \kappa_A & \kappa_A & 0 \\ -\kappa_A & -\kappa_A & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \kappa_{AD} & \kappa_{FD} & 0 \\ -\kappa_{AD} & -\kappa_{FD} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

Igualando uno a uno los miembros de ambas matrices, se encuentra que $\{\kappa_A = \kappa_{AD} = \kappa_{FD}\}$. Nótese que (3.28) no contiene equivalencia para $\{\kappa_{AF}\}$, por lo que los balances de masa (3.21 y 3.22) se cumplen para cualquier valor $\{\kappa_{AF}\}$, y para la constante cinética estimada en el esquema lineal, $\{\kappa_A = \kappa_{AD} = \kappa_{FD}\}$. Este ajuste, además, minimiza el error en los esquemas cinéticos (3.24 y 3.26).

El siguiente ejemplo, usado para comparar los dos esquemas de reacción (Figura 3.6), se construyó resolviendo los balances de masa de esquema lineal (3.25) para las constantes encontradas por Domínguez-García et al. (2020) (Tabla 3.5), encontrando $\{\kappa_A\}$ y obteniendo los perfiles $\{m_{AF}, m_D\}$ (Figura 3.9a). Por otro lado, se resolvieron los balances de masa de esquema triangular (3.23), suponiendo la relación $\{\kappa_A = \kappa_{AD} = \kappa_{FD}\}$ (Tabla 3.5) y se obtuvieron los perfiles $\{m_A, m_F, m_D\}$ (Figura 3.9b).

Tabla 3.5. Condiciones para la simulación de los esquemas aglomerados lineal y triangular.

Esquema de tres	Esquema de dos
$\kappa_{AF} = 6 \times 10^{-6} \text{ mL/min}$	
$\kappa_{FD} = 6 \times 10^{-5} \text{ mL/min}$	
$\kappa_{AD} = 6 \times 10^{-5} \text{ mL/min}$	$\kappa_A = 6 \times 10^{-5} \text{ mL/min}$
$V = 1 \times 10^3 \text{ mL}$	$V = 1 \times 10^3 \text{ mL}$
$m_{A0} = 4 \text{ g}$	$m_{AF0} = 4 \text{ g}$
$m_{F0} = 0 \text{ g}$	$m_{D0} = 0 \text{ g}$
$m_{F0} = 0 \text{ g}$	

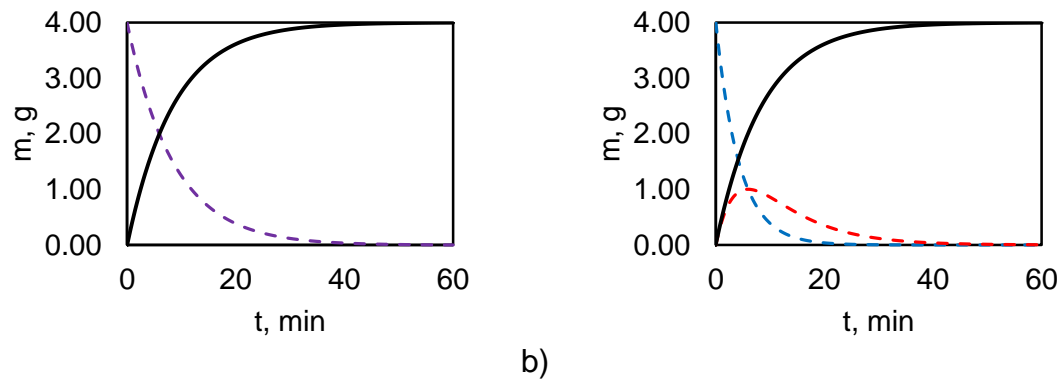


Figura 3.9. Perfiles simulados de los esquemas aglomerados.

- a) Esquema aglomerado lineal, - - m_{AF} — m_D .
 b) Esquema aglomerado triangular, - - m_A , - - m_F — m_D .

Comparando los perfiles de masa de los productos (Figuras 3.9a y 3.9b), se observa que son iguales. También se pudo observar que la suma de los perfiles de masa de **A** y de **F** (Figura 3.9b) es igual al perfil de masa del aglomerado **AF** (Figura 3.9a). Aquí cabe resaltar que, aun cuando el perfil (Figura 3.9a) no da información de la masa de la película en el sistema de lubricación, si es útil como un indicador del estado de degradación de los precursores lubricantes.

3.4. Incremento del desgaste debido a la degradación del lubricante

Este análisis se llevó a cabo en dos etapas:

- A partir de datos de campo, se registró el contenido en partes por millón de elementos de desgaste en lubricantes usados por motores diésel, para tiempos diferentes de uso (Figura 3.10). Se muestra con un marcador cuadrado color negro el valor esperado del contenido en peso de elementos de desgaste (Fe, Cu) a las 500 h de operación, de un lubricante comercial 15W40, de un motor diésel de un camión de carga pesada. También se muestra el contenido en peso de elementos de desgaste para diferentes análisis previos a las 500 h de trabajo (marcadores color rojo).
- A condiciones controladas, se realizaron experimentos en el laboratorio de tribología de la Universidad Veracruzana, para determinar la tasa de desgaste en probetas lubricadas con el mismo tipo de lubricante, usado en el mismo motor, pero con diferentes tiempos de uso (Figura 3.11).

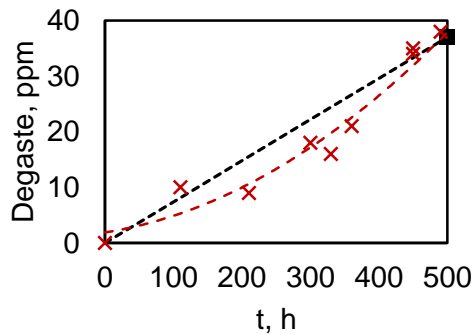


Figura 3.10. Contenido de elementos de desgaste para análisis a tiempos diferentes de lubricante usado.

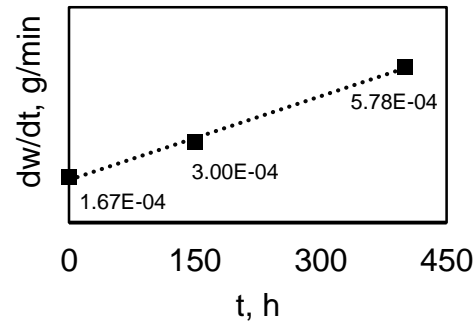


Figura 3.11. Tasa de desgaste experimental, en función del tiempo de uso de un lubricante comercial SAE 15W40.

La conclusión más importante de este estudio de campo es que el contenido en peso de elementos de desgaste de los análisis previos no sigue una línea recta, sino que aumenta cada vez más rápido conforme el lubricante envejece. Esta situación es evidencia de la pérdida de eficiencia del sistema de lubricación debido a la degradación del lubricante.

Los ensayos tribológicos en la Universidad Veracruzana (Figura 3.11), se realizaron a temperatura ambiente (25° C), con carga 80 N y con velocidad angular 30 RPM. En esta figura se muestran con marcadores cuadrados color negro los valores de la tasa de desgaste experimentales para probetas del mismo material que se usó en los experimentos de la sección 3.2, y lubricante comercial SAE 15W40 con tres tiempos distintos de uso en el mismo motor: 0 h, 150 h y 430 h. Las tasas de desgaste fueron estimadas al dividir la diferencia de peso de las probetas (perno y disco) entre el tiempo de duración de los ensayo. El principal aporte de estos ensayos tribológicos es que demuestran explícitamente como aumenta la tasa de desgaste conforme el lubricante envejece dentro del sistema de lubricación.

Cabe resaltar, que aun cuando las condiciones experimentales de estos ensayos difícilmente representan lo que ocurre en sistema de lubricación real, los resultados son muy ilustrativos del problema que se trata de resolver en este trabajo de investigación.

4. Resultados y Discusión

Una vez establecido el modelo matemático que describe la tasa de desgaste del metal base (1.3), la generación y consumo de la tribocapa (3.1-3.8), el coeficiente de fricción (3.9-3.11), la variación del espesor de tribocapa (3.12-3.14), la eficiencia de lubricación (3.14) y las pérdidas de potencia debidas a la fricción (3.15), se propusieron y simularon casos de estudio, para analizar el comportamiento del sistema de lubricación (4.1), la operación de los sistemas de lubricación convencionales a condiciones de trabajo realistas (4.2), y el planteamiento del sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante (4.3). Finalmente, se comparó el consumo de lubricante del caso de estudio del sistema de lubricación convencional contra el consumo de lubricante del caso de estudio del sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante (4.4).

4.1. Simulación del sistema de lubricación

Esta sección está dedicada al análisis del sistema de lubricación que se representa por el esquema cinético de la figura 3.1 y se usa el modelo matemático desarrollado en la sección 3 para estudiar el comportamiento del espesor de la tribocapa (sección 4.1.1), el efecto de la concentración de precursores lubricantes m_A , la tasa de remoción de tribocapa $(d\chi/dt)_X$ y la constante cinética κ_A en el perfil de espesor de tribocapa (sección 4.1.2) y también está dedicada a la descripción por etapas del perfil de espesor de tribocapa sin y con restricciones de espesor máximo $\chi_{m\acute{a}x}$ (sección 4.1.3).

4.1.1. Perfil de espesor de tribocapa

El comportamiento del espesor de la tribocapa en un sistema de lubricación por lotes se simuló resolviendo numéricamente, usando el método RK4, las ecuaciones (1.3, 3.15), usando las condiciones base y los parámetros enlistados en las Tablas (3.3, 4.1 - 4.3).

Tabla 4.1. Parámetros físicos y químicos.

$\kappa_A /$ $10^{-3}L / \text{min}$	$m_{A0} /$ g	$m_{L0} /$ g	$\chi_0 /$ nm	$\rho_A /$ $10^{-21} \text{ g} / \text{nm}^3$	$\rho_L /$ $10^{-21} \text{ g} / \text{nm}^3$
2.0	0.18	1.42	0.00	0.8	0.8

Tabla 4.2. Coeficientes de fricción.

μ_x	μ_0	$\Delta\mu$
0.0981	0.0472	0.0509

Tabla 4.3. Parámetros de desgaste.

$\left(\frac{dx}{dt}\right)_x / 10^{-4} \frac{g}{min}$	$\left(\frac{dw}{dt}\right)_0 / \frac{nm}{min}$
3.44	111.0

El perfil de espesor de tribocapa, a partir de la simulación (Figura 4.1a), muestra que al inicio hay suficiente cantidad de precursores lubricantes en el sistema, así que la tasa de generación es más grande que la tasa de consumo. En estas condiciones, el perfil del espesor de tribocapa crece hasta cubrir la rugosidad ($t \approx 1 \text{ min}$), y sigue creciendo hasta alcanzar un espesor máximo ($t \approx 15 \text{ min}$), en este momento las tasas de generación y consumo se igualan.

Después de que el perfil de espesor alcanza su máximo nivel, ya no hay suficientes precursores lubricantes y la tasa de generación se vuelve más pequeña que la tasa de consumo; por lo tanto el perfil de espesor disminuye hasta el nivel de la rugosidad ($t \approx 30 \text{ min}$). Luego, cuando el perfil de espesor cae por debajo del nivel de la rugosidad, la tasa de consumo de tribocapa es ralentizada por lo picos de la rugosidad que comienzan a notarse, y el espesor de la tribocapa decrece lentamente hasta cero.

Como el espesor de la tribocapa varía a lo largo del tiempo, la eficiencia del sistema de lubricación también lo hace, provocando cambios en el coeficiente de fricción (Figura 4.1b). Al principio de la simulación, el coeficiente de fricción es elevado e igual a μ_0 , porque no hay tribocapa depositada en la superficie metálica. Conforme el espesor de la tribocapa incrementa, el coeficiente de fricción disminuye hasta alcanzar un valor mínimo μ_x ; en este momento ($t \approx 1 \text{ min}$) el espesor de la tribocapa ha alcanzado al espesor de la rugosidad de la superficie X. Después de ese momento, el coeficiente de fricción se mantiene constante hasta que el espesor de la tribocapa disminuye al nivel de rugosidad otra vez ($t \approx 30 \text{ min}$), entonces el coeficiente de fricción incrementa aproximándose al valor μ_0 , lentamente. Debe notarse que entre 5 min y 30 min, el espesor de la tribocapa cambia, alcanzando un valor máximo (Figura 4.1a), pero el coeficiente de fricción se mantiene constante (Figura 4.1b).

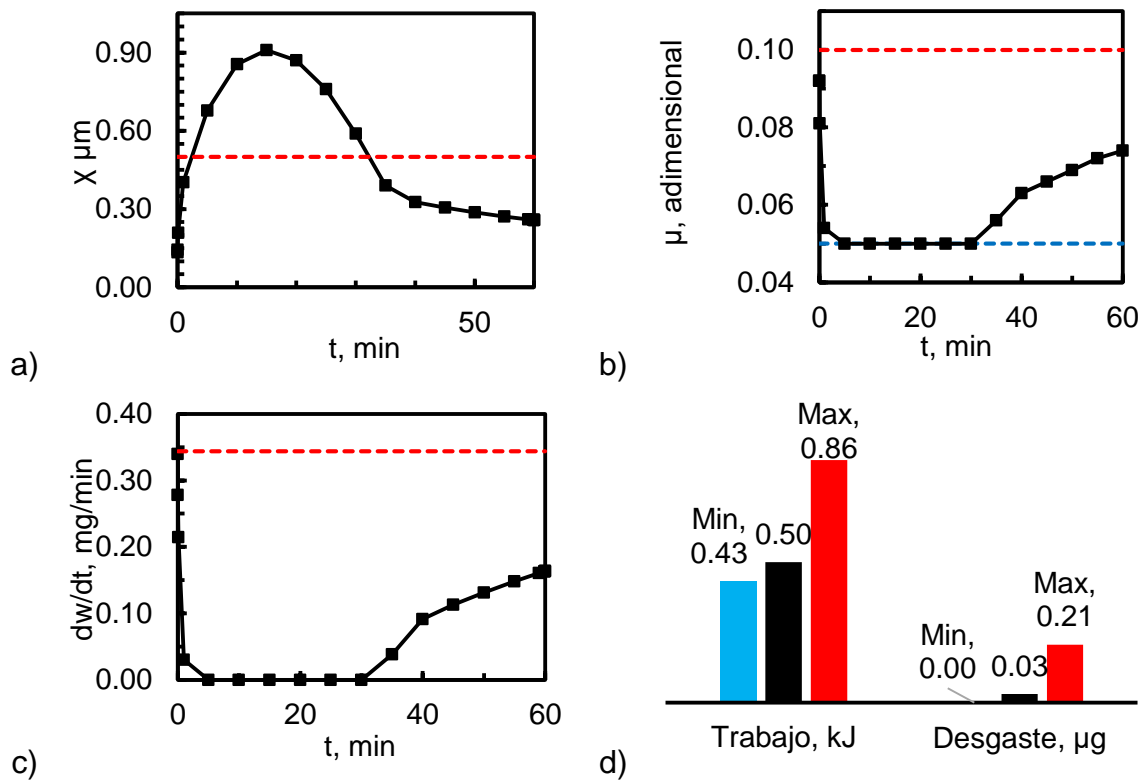


Figura 4.1. Resultados de la simulación del espesor de tribocapa.

- a) Perfil de espesor de tribocapa, $-X$, $-\chi$, \blacksquare datos calculados.
 b) Perfil del coeficiente de fricción, $-\mu_0$, $-\mu$, $-\mu_X$, \blacksquare datos calculados.
 c) Perfil de la tasa de desgaste, $-\left(\frac{dw}{dt}\right)_0$, $-\frac{dw}{dt}$, \blacksquare datos calculados.
 d) Trabajo perdido y desgaste total calculados.

La tasa de desgaste también cambia con la variación del espesor de la tribocapa (Figura 4.1c). Al principio de la simulación, la tasa de desgaste del metal base es elevada e igual a $(dw/dt)_0$, porque no hay tribocapa depositada en la superficie. Conforme el espesor de la tribocapa incrementa, la tasa de desgaste del metal base disminuye hasta cero y se mantiene constante hasta que el espesor de la tribocapa disminuye, otra vez, al nivel de la rugosidad, después de ese momento, la tasa de desgaste del metal se incrementa aproximándose al valor $(dw/dt)_0$. Debe notarse que entre 5 min y 30 min, el espesor de la rugosidad cambia alcanzando un valor máximo, pero la tasa de desgaste del metal base se mantiene igual a cero (Figura 4.1c).

Consecuentemente, si se compara el previsto por la simulación con el desgaste total en condiciones de máximo desgaste (no hay tribocapa en lo absoluto), y con el

desgaste total en condiciones de mínimo desgaste (el espesor de la tribocapa es siempre mayor que la rugosidad), se observa que el desgaste total simulado alcanza un valor muy cercano al mínimo. Además, si se hace una comparación semejante para el trabajo perdido (3.15), se observa que la pérdida total de trabajo también alcanza un valor muy cercano al mínimo (Figura 4.1d).

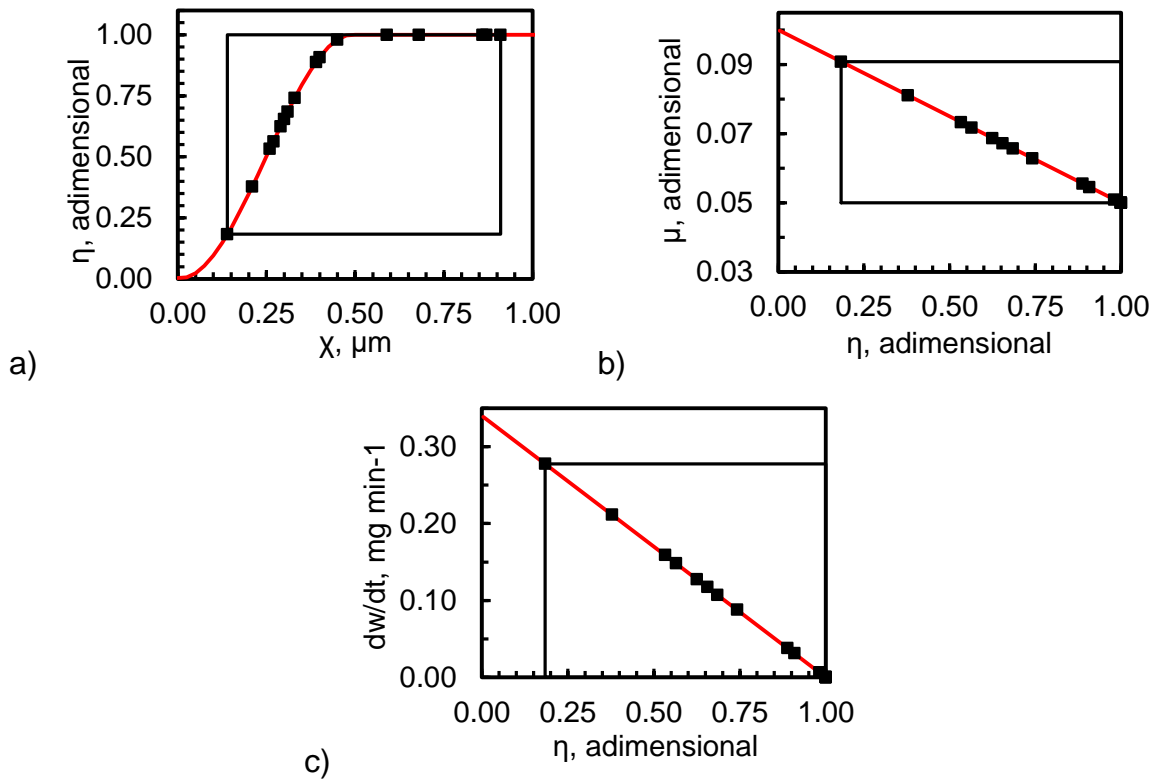


Figure 4.2. Relaciones entre eficiencia de lubricación y espesor de película, coeficiente de fricción y tasa de desgaste.

- a) Representación gráfica de la eficiencia de lubricación como función del espesor de tribocapa. b) Representación gráfica del coeficiente de fricción como función de la eficiencia de lubricación. c) Representación gráfica de la tasa de desgaste del metal base como función de la eficiencia de lubricación.

— η , ■ datos calculados, — región de eficiencia.

Al observar las curvas de eficiencia de lubricación (Figuras 4.2a-4.2c) en el eje de las abscisas y el espesor de la tribocapa depositada en el eje de las ordenadas, se encuentra la eficiencia de lubricación (3.14), mostrada como rectángulos indicando cual es la región de operación del sistema simulado. Se observa que los datos de eficiencia están distribuidos entre una región de alta eficiencia y una región de baja eficiencia, esto significa que la eficiencia de lubricación η varía a través del tiempo.

Adicionalmente, el coeficiente de fricción y la tasa de desgaste del metal base fueron graficados como función de η , obteniéndose relaciones lineales (Figuras 4.2b, 4.2c).

Haciendo un sumario de los resultados de esta sección, se encontró que la eficiencia de lubricación del sistema simulado varía a través de dos regiones: la primera región donde la eficiencia de lubricación es adecuada y reduce la fricción, las pérdidas de potencia y el desgaste del metal base a sus valores mínimos; y la otra región donde la eficiencia de lubricación no es adecuada y la fricción, las pérdidas de potencia y la tasa de desgaste del metal base son elevadas.

4.1.2. Análisis de sensibilidad

Para ver los efectos de la tasa de reducción del espesor de la tribocapa depositada $(d\chi/dt)_X$, la constante cinética κ_A y la cantidad de precursores lubricantes m_A en el comportamiento del sistema de lubricación, se realizó un análisis de sensibilidad variando estos parámetros en el intervalo [-50%, 0, +50%] respecto a un a valor base o valor medio (Tablas 4.1-4.3); las condiciones del valor base son las mismas que en el perfil de la Figura 4.1a.

El resultado de este análisis de sensibilidad son nueve casos de estudio cuyas condiciones de simulación se enlistan en la Tabla 4.5. En todos los casos de simulación se comparan tres perfiles de espesor de las tribocapas correspondientes a la variación del mismo parámetro, de esta forma los casos 1, 2 y 3 son utilizados para analizar el efecto de $(d\chi/dt)_X$, los casos 4, 5 y 6 utilizados para analizar el efecto de κ_A y los casos 7, 8 y 9 utilizados para analizar el efecto de m_A . Las condiciones de la simulación son las mismas en las Tablas 4.1-4.3 de la sección anterior y las variaciones para el análisis de sensibilidad se resumen en las Tablas 4.4 y 4.5.

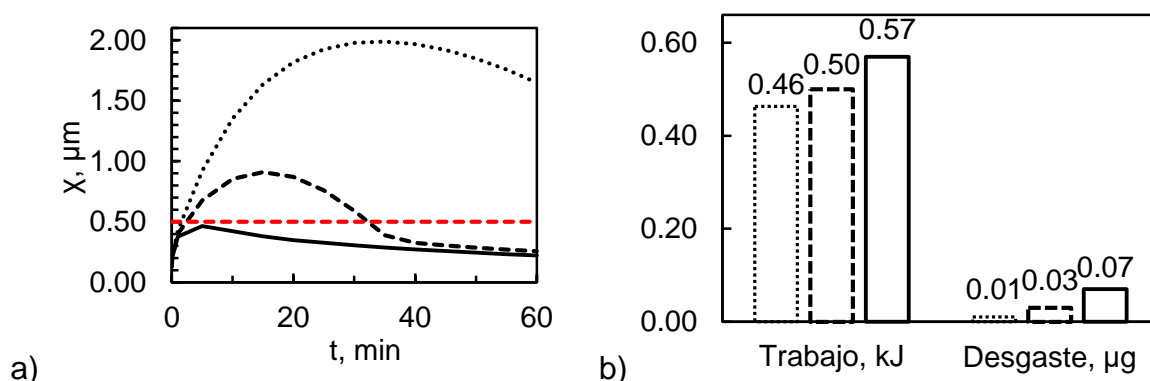
Tabla 4.4. Variaciones de parámetros para el análisis de sensibilidad.

Parámetro	Nivel bajo	Nivel medio	Nivel alto
Tasa de remoción de tribocapa, nm min ⁻¹	$\left(\frac{d\chi}{dt}\right)_X = 60$	$\left(\frac{d\chi}{dt}\right)_X = 120$	$\left(\frac{d\chi}{dt}\right)_X = 180$
Constante cinética, L min ⁻¹	$\kappa_A = 1.0 \times 10^{-3}$	$\kappa_A = 2.0 \times 10^{-3}$	$\kappa_A = 3.0 \times 10^{-3}$
Masa de precursores lubricantes, g	$m_A = 0.09$	$m_A = 0.18$	$m_A = 0.27$

Tabla 4.5. Casos de estudio para el análisis de sensibilidad.

Parámetro	Nivel de los parámetros en cada caso de estudio								
Caso de estudio	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\left(\frac{d\chi}{dt}\right)_X$	BAJO	MED	ALTO	MED	MED	MED	MED	MED	MED
κ_A	MED	MED	MED	BAJO	MED	ALTO	MED	MED	MED
m_A	MED	MED	MED	MED	MED	MED	BAJO	MED	ALTO

El **caso 1** está sujeto al valor bajo de la **tasa de remoción de tribocapa** y valores medios de los otros dos parámetros (Tablas 4.4 y 4.5). En este caso, el perfil de espesor de tribocapa alcanza su valor máximo alrededor de los 35 min (Figura 4.3a), con un valor casi del doble de la condiciones del nivel medio. Después, el perfil de espesor disminuye, siendo siempre mayor que el nivel de la rugosidad X; por lo tanto, el sistema simulado trabaja casi todo el tiempo en la región donde la eficiencia de lubricación es satisfactoria reduciendo la fricción y el desgaste de la superficie metálica a sus valores mínimos. Como es de esperarse, en este **caso 1**, el trabajo mecánico perdido y el desgaste acumulado son los menores para el análisis de sensibilidad a la **tasa de remoción de tribocapa** (Figura 4.3b).

**Figura 4.3.** Perfil de espesor de película, trabajo perdido y desgaste de los casos 1.2 y 3.

- a) Perfil de espesor de tribocapa.
 b) Trabajo perdido y desgaste total.
 ... Caso 1, - - Caso 2, — Caso 3.

El **caso 2** reproduce la simulación de las condiciones base; aunque se encontró que este caso es medianamente satisfactorio (subsección 4.1.1), debe resaltarse que si

la **tasa de remoción de tribocapa** disminuye a la mitad de su valor base, el sistema de lubricación mejoraría notoriamente, como en el caso 1.

El **caso 3**, en contraste con el caso 1, está sujeto al valor más alto de la **tasa de remoción de tribocapa** y valores medios de los otros dos parámetros; por lo que, este sistema simulado siempre está en la región no satisfactoria de eficiencia (Figura 4.3a). Como es esperado, el trabajo perdido y el desgaste acumulado en este caso, son los mayores para el análisis de sensibilidad a la **tasa de remoción de tribocapa** (Figura 4.3b).

El **caso 4** está sujeto a la **constante cinética de generación de tribocapa** más baja. En estas condiciones el espesor de tribocapa alcanza un valor máximo, pero nunca supera el nivel de la rugosidad, X , por lo que este sistema de lubricación siempre está en la región no satisfactoria de eficiencia (Figura 4.4a). Como es esperado, el trabajo perdido y el desgaste acumulado, como en el caso 3, son los mayores para el análisis de sensibilidad a la constante cinética de generación de tribocapa. El **caso 5** reproduce las condiciones base; aunque se encontró que este caso es medianamente satisfactorio (sección 4.1.1), debe resaltarse que si la **constante cinética de generación de tribocapa** disminuye a la mitad de su valor base, el sistema de lubricación empeoraría notoriamente, como en el caso 4.

El **caso 6** está sujeto al valor más alto de la **constante cinética de generación de tribocapa** y valores medios de los otros parámetros. En estas condiciones, el perfil de espesor de la tribocapa alcanza su valor máximo alrededor de los 35 min (Figura 4.4a), con un valor de espesor que es una vez y media del valor máximo en el caso de las condiciones base. Posteriormente, el perfil de espesor disminuye, pero siendo siempre mayor que el nivel de la rugosidad X ; por lo tanto, este sistema está casi siempre en la región satisfactoria de eficiencia y reduce la fricción y el desgaste de la superficie a sus valores mínimos. Como es esperado, el trabajo perdido y el desgaste acumulado en este caso, son los menores para el análisis de sensibilidad a la **constante cinética de generación de tribocapa** (Figura 4.4b).

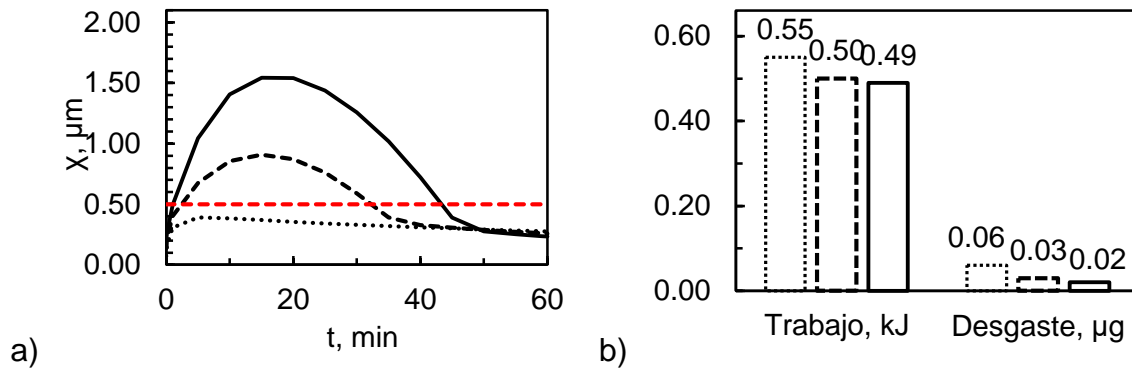


Figura 4.4. Perfil de espesor de película, trabajo perdido y desgaste de los casos 4, 5 y 7.

- a) Perfil de espesor de tribocapa.
 b) Trabajo perdido y desgaste total.
 ... Caso 4, - - Caso 5, — Caso 6.

Finalmente, el efecto de la cantidad de **masa de precursores lubricantes** es analizado. En el **caso 7**, que está sujeto al valor más bajo de masa de precursores lubricantes, se alcanza un valor máximo de espesor de tribocapa, sin embargo, este perfil nunca supera el nivel de la rugosidad X (Figura 4.5a), por lo que este sistema simulado siempre está en la región no satisfactoria de eficiencia. En el **caso 8** se reproducen las condiciones base; aunque se encontró que este caso es medianamente satisfactorio (subsección 4.1.1), debe resaltarse que si la **masa de precursores lubricantes** disminuye a la mitad de su valor base, el sistema de lubricación empeoraría notoriamente, como en el caso 7. En el **caso 9**, que está sujeto al valor alto de masa de precursores lubricantes, se alcanza un valor máximo de espesor alrededor de los 25 min (Figura 4.5a), con el doble de espesor de tribocapa que en el caso de las condiciones base; por lo que, este sistema simulado siempre está en la región satisfactoria de eficiencia y reduce la fricción y el desgaste de la superficie a sus valores mínimos. Como es esperado, el trabajo perdido y el desgaste acumulado en este caso, son los menores para el análisis de sensibilidad a la cantidad de **masa de precursores lubricantes** (Figura 4.5b)

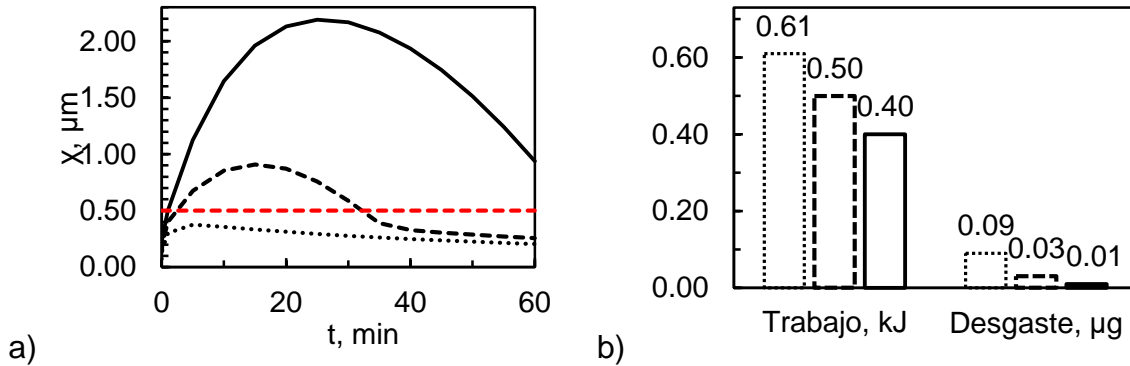


Figura 4.5. Perfil de espesor de película, trabajo perdido y desgaste de los casos 7, 8 y 9.

- a) Perfil de espesor de tribocapa.
 b) Trabajo perdido y desgaste total.
 ... Caso 7, - - Caso 8, — Caso 9.

Resumiendo los resultados de esta sección: Se encontró que el incremento de la tasa de remoción de tribocapa $(d\chi/dt)_x$ es adversa a la eficiencia de lubricación, porque esta disminuye el espesor de la tribocapa, y que la constante cinética de generación de tribocapa y la cantidad de masa de precursores lubricantes son favorables a la eficiencia de lubricación, por que incrementan el espesor de tribocapa.

Después del análisis de sensibilidad, se observó que la tasa de remoción de tribocapa más baja (caso 1) desplaza el sistema de lubricación a regiones de alta eficiencia, y que la tasa de remoción de tribocapa más alta (caso 3) desplaza el sistema de lubricación a regiones de baja eficiencia (Figura 4.6a).

Se observó que tanto el nivel más bajo de la constante cinética de generación de tribocapa (caso 4) como el nivel más bajo de masa de precursores lubricantes (caso 7) desplazan el sistema de lubricación a regiones de baja eficiencia. También se observó que el nivel más alto de la constante cinética de generación de tribocapa (caso 8) y el nivel más alto de masa de precursores lubricantes (caso 9) desplazan el sistema de lubricación a regiones de alta eficiencia (Figuras 4.6a - 4.6c).

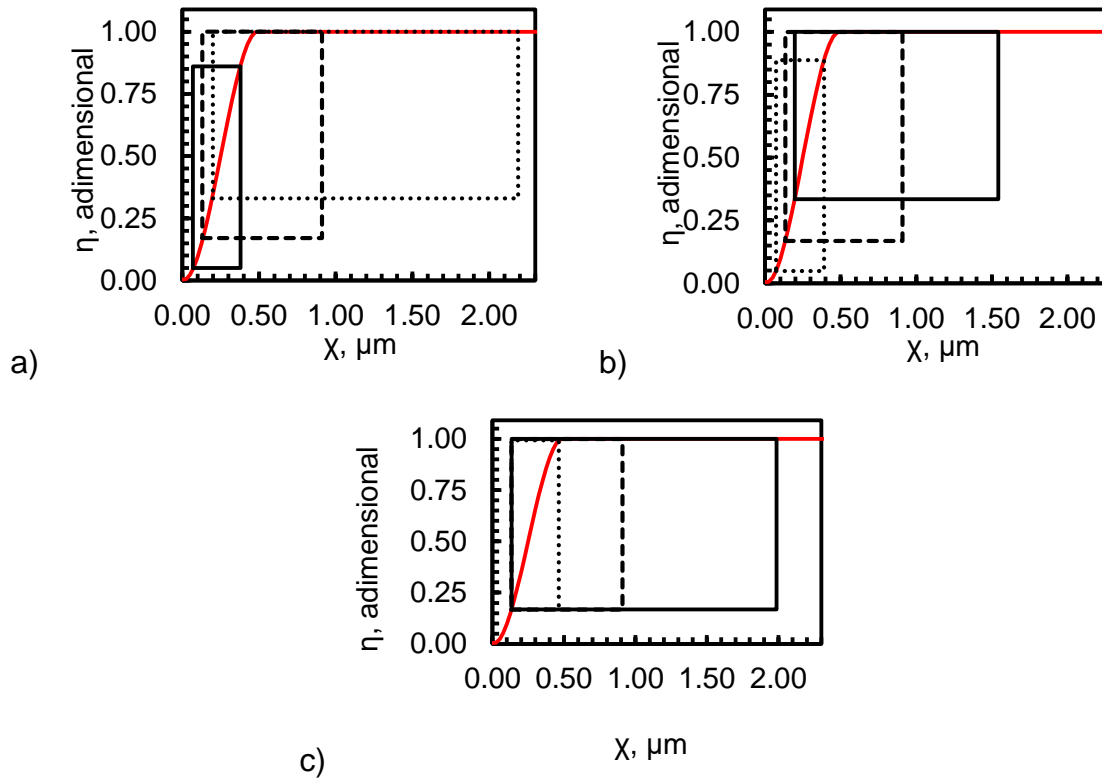


Figura 4.6. Representación gráfica de la dinámica de la eficiencia de lubricación η como función del espesor de la tribocapa para casos de estudio.

- a) ... Caso 1, - - Caso 2, — Caso 3.
 b) ... Caso 4, - - Caso 5, — Caso 6.
 c) ... Caso 7, - - Caso 8, — Caso 9.

4.1.3. Etapas del perfil del espesor de tribocapa

En esta sección se estudia etapa por etapa el perfil del espesor de tribocapa. Este análisis se realiza para dos condiciones; la primera condición es suponiendo el libre crecimiento de la tribocapa (subsección 4.1.3.1) y la segunda condición es imponiendo un límite de espesor máximo que evita que la tribocapa crezca libremente (subsección 4.1.3.2).

4.1.3.1. Etapas del perfil de espesor de tribocapa no restringido

El comportamiento del perfil de espesor es fácilmente entendido comparando las tasa de crecimiento del espesor de la tribocapa $(d\chi/dt)_c$ (3.13) y la tasa remoción del espesor de la tribocapa $(d\chi/dt)_c$ (3.11). Esta comparación permite dividir el perfil transitorio en varias etapas, las cuales ocurren durante el tiempo de operación de una carga lubricante. Para este análisis un nuevo caso de estudio fue simulado, en este caso la masa de precursores lubricantes es $m_A = 0.04 g$, la constante

cinética de generación de tribocapa es $\kappa_A = 10 \times 10^{-3} L \text{ min}^{-1}$ y el parámetro de remoción de tribocapa es $(d\chi/dt)_X = 60 \text{ nm min}^{-1}$, todos los otros parámetros son los mismos que en los casos anteriores (sección 4.1.1). Como es de esperarse, el perfil de espesor de tribocapa para este caso es semejante a los casos anteriores. Primero la tribocapa crece hasta alcanzar un máximo, luego decrece aproximándose al nivel de la rugosidad y luego hasta cero. Este perfil puede dividirse en cuatro etapas (Figura 4.7a).

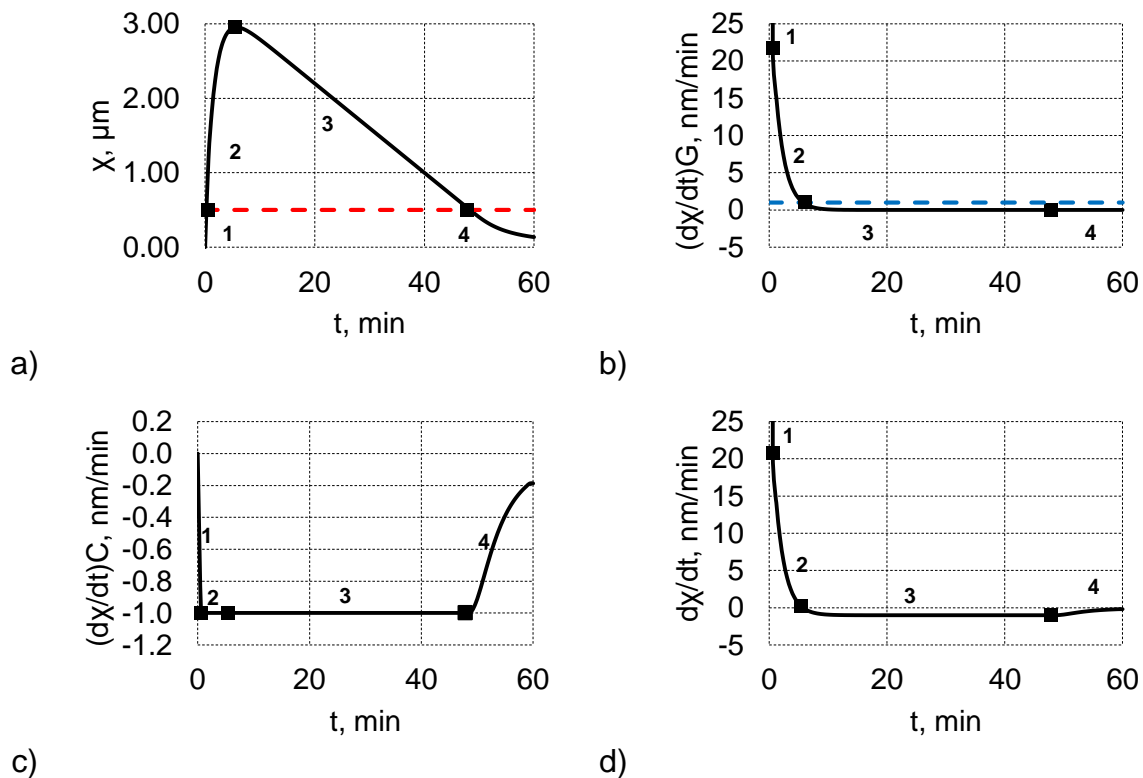


Figura 4.7. Análisis del perfil de espesor de tribocapa, etapa por etapa sin restricciones.

- a) Perfil de espesor de tribocapa.
 b) Perfil de la tasa de crecimiento del espesor de tribocapa.
 c) Perfil de la tasa de remoción del espesor de tribocapa.
 d) Perfil de la variación del espesor de tribocapa.

-- X , -- $(d\chi/dt)_X$.

En la etapa número 1, la tribocapa crece desde cero hasta el nivel de la rugosidad X . En esta etapa, la tasa de crecimiento $(d\chi/dt)_G$ es acelerada debido a que los picos de la rugosidad del metal base reducen el volumen de tribocapa necesario para cubrir el espesor de la rugosidad. Simultáneamente, la tasa de remoción de la tribocapa $(d\chi/dt)_C$ es ralentizada debido al contacto directo entre las superficies

metálicas. Sin embargo, cuando la tribocapa separa completamente ambas superficies metálicas, la tasa de decrecimiento queda libre de la interacción de la rugosidad y alcanza el valor $(d\chi/dt)_X$ (Figuras 4.7b, 4.7c).

En la etapa número 2, la tribocapa crece desde el nivel de la rugosidad X hasta su máximo nivel de espesor. En esta etapa, la tasa de crecimiento $(d\chi/dt)_G$ es ralentizada debido al agotamiento de los precursores lubricantes, mientras que la tasa de remoción $(d\chi/dt)_C$ se mantiene constante, ya que no hay interacción con la rugosidad. Sin embargo, en esta etapa, la tasa crecimiento sigue siendo más grande que la tasa de remoción (Figuras 4.7b, 4.7c).

En la etapa número 3, la tribocapa decrece desde su espesor máximo hasta el nivel de la rugosidad X. En esta etapa, la tasa de crecimiento $(d\chi/dt)_G$ ya es más pequeña que la tasa de remoción $(d\chi/dt)_C$ que ha permanecido constante porque aun no hay interacción de la rugosidad. Aquí, el espesor de tribocapa disminuye porque no hay suficientes precursores lubricantes para contrarrestar la tasa de remoción (Figuras 4.7b, 4.7c).

En la etapa número 4, la tribocapa decrece desde el nivel de la rugosidad X aproximándose a cero. En esta etapa, la tasa de crecimiento $(d\chi/dt)_G$ es nuevamente acelerada por la aparición de los picos de la rugosidad, mientras que la tasa de remoción $(d\chi/dt)_C$ es ralentizada por la misma razón; sin embargo, el espesor de la tribocapa continúa disminuyendo hasta que ambas tasas, de crecimiento y de remoción, se aproximan a cero porque no hay más precursores que formen tribocapa, ni más tribocapa que se remueva de la superficie (figuras 4.7b, 4.7c).

Nótese que la resta de la tasa de crecimiento $(d\chi/dt)_G$ y la tasa de remoción $(d\chi/dt)_C$ es la variación neta del espesor de la tribocapa, $d\chi/dt$, (3.12), la cual es la variación que se observa en los sistemas reales de lubricación (figura 4.7d), y nótese que la tasa de generación de tribocapa r_{GF} es independiente de espesor de tribocapa (3.4) pero la tasa de crecimiento $(d\chi/dt)_G$ si depende del espesor de la tribocapa.

4.1.3.2. Etapas del perfil de espesor restringido de la tribocapa

Hasta ahora se ha estudiado el sistema de lubricación suponiendo que la tribocapa puede crecer libremente sobre la superficie donde se forma, sin embargo esta suposición puede ser válida a nivel experimental, pero en el caso de un sistema de lubricación real para un motor de combustión interna, no lo es.

Ahora se considerará el caso en el que hay una separación límite entre la superficie de los anillos del pistón o la falda del pistón y la pared interna de los cilindros de las cámaras de combustión que determina el espesor máximo $\chi_{m\acute{a}x}$ que la tribocapa puede alcanzar (Figura 4.8). Así que cuando el perfil de espesor de tribocapa alcanza ese espesor $\chi_{m\acute{a}x}$, la tasa de consumo r_{CF} se iguala instantáneamente con la tasa de generación r_{GF} y, en consecuencia, a estas condiciones, $(d\chi/dt)_C$ es igual a $(d\chi/dt)_G$. Lo anterior implica que durante cierto intervalo de tiempo, el espesor de tribocapa χ debe mantenerse constante en el nivel del espesor máximo $\chi_{m\acute{a}x}$.

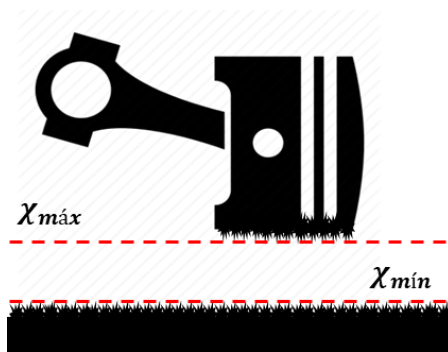


Figura 4.8. Límites críticos del espesor de la tribocapa.

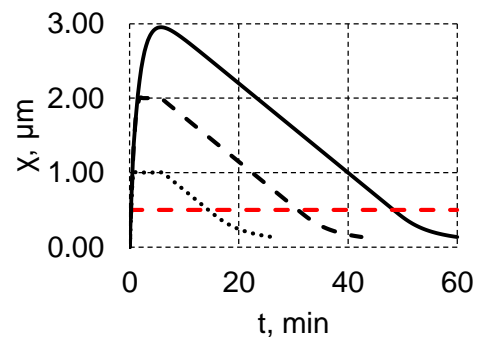


Figura 4.9. Efecto del límite de espesor máximo en el perfil de espesor. - - χ , \cdots $\chi_{m\acute{a}x} = 1 \mu m$, - - $\chi_{m\acute{a}x} = 2 \mu m$, — libre.

Para hacer que los balances de masa de la tribocapa consideren la restricción del espesor máximo, se introduce una función escalón, σ , que dependiendo del espesor de la tribocapa puede tomar valores uno si χ es menor o igual que $\chi_{m\acute{a}x}$, o cero si el espesor de tribocapa χ es igual o mayor que el espesor máximo $\chi_{m\acute{a}x}$ (4.1). La utilidad de la variable σ es anular el crecimiento de tribocapa cuando χ es igual o mayor que $\chi_{m\acute{a}x}$.

$$\sigma = \begin{cases} 0, & ; \chi > \chi_{m\acute{a}x} \\ 1, & ; \chi \leq \chi_{m\acute{a}x} \end{cases} \quad (4.1)$$

Al incorporar la variable σ en los balances de masa de la tribocapa y de los productos de desecho (3.1 y 3.3) se deben modificar y escribir como (4.2 y 4.3). Por un lado, en la ecuación para el balance de tribocapa (4.2), la variable σ se coloca como el coeficiente de la tasa de generación r_{GF} para que cuando $\chi > \chi_{m\acute{a}x}$ se anule el crecimiento de tribocapa debido a la generación. Por otro lado, en el balance de masa de los desechos de tribocapa (4.3), se agrega un término para cuantificar el incremento de los productos de desecho resultado de la degradación instantánea de la tribocapa que se forma en exceso cuando $\chi > \chi_{m\acute{a}x}$, esa cantidad de productos de desecho debe ser $(1 - \sigma)r_{GF}$ (4.3).

$$\frac{dm_F}{dt} = \sigma r_{GF} - r_{CF} \quad (4.2)$$

$$\frac{dm_D}{dt} = (1 - \sigma)r_{GF} + r_{CF} \quad (4.3)$$

La principal consecuencia del límite de espesor máximo es la reducción prematura del espesor de tribocapa, esto significa que cuanto más pequeño sea el límite de espesor máximo más rápido disminuirá el espesor de tribocapa. Este comportamiento se ilustra retomando el caso de estudio de la sección previa y comparándolo (Figura 4.9) con los resultados de la solución simultánea de las ecuaciones (4.2, 4.3), considerando que el límite de espesor máximo toma valores de $\chi_{m\acute{a}x} = 1 \mu m$ y de $\chi_{m\acute{a}x} = 2 \mu m$. Los perfiles de espesor para las condiciones anteriores muestran que se forma una meseta el nivel del límite de espesor máximo.

Nótese que en la Figura 4.8 también aparece una línea límite inferior marcada con $\chi_{m\acute{i}n}$. Este nivel es un parámetro de diseño para el sistema de lubricación que establece hasta que nivel es conveniente dejar que disminuya el espesor de la tribocapa. Para el objetivo de esta tesis, que consiste en diseñar un sistema de lubricación que disminuya el desgaste de los sistemas de lubricación y que reduzca el consumo de lubricante, un valor adecuado de $\chi_{m\acute{i}n}$ es el mismo espesor de la rugosidad, X , ya que por arriba de este nivel no hay desgaste del metal base y la fricción es mínima.

Dicho lo anterior, también es posible llevar a cabo un análisis etapa por etapa del perfil de espesor cuando se impone un límite de espesor máximo $\chi_{m\acute{a}x}$, pero en este caso, el perfil de espesor se divide en 5 etapas y no en cuatro como en el caso anterior. La Figura 4.10 muestra los perfiles de espesor de tribocapa y de variación de tribocapa para las dos condiciones; crecimiento libre de la tribocapa y crecimiento restringido de la tribocapa con un límite de crecimiento máximo $\chi_{m\acute{a}x} = 2 \mu m$. En las curvas de la Figura 4.10, las etapas de perfil de espesor no restringido (subsección 4.1.3.2) están enumeradas del 1 al 4 y se delimitan con marcadores cuadrados sin relleno, y las etapas del perfil de espesor restringido se enumeran del 1 al 5 letra A y se delimitan con marcadores cuadrados rellenos.

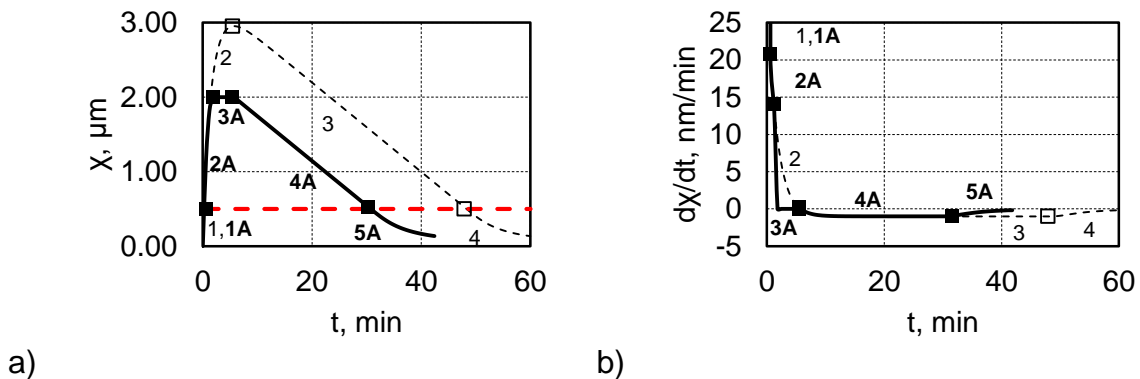


Figura 4.10. Análisis del perfil de espesor de tribocapa, etapa por etapa.

-- X, - - perfil sin restricción, — perfil con restricción.

a) Perfil de espesor restringido vs perfil de espesor no restringido.

b) perfil de variación de espesor restringido vs perfil de espesor no restringido.

En la etapa número 1A, el perfil de espesor restringido y el perfil de variación de espesor restringido tienen el mismo comportamiento que la etapa número 1 del perfil no restringido (Figura 4.10).

En la etapa número 2A, el perfil de espesor restringido crece desde el nivel de la rugosidad X hasta el nivel límite de máximo espesor (Figura 4.10a). En esta etapa, los perfiles de variación del espesor de tribocapa restringido y no restringido son diferentes, ya que en el caso del perfil restringido el espesor no puede crecer más allá de $\chi_{m\acute{a}x}$, y esta condición acorta la duración de la etapa 2A mientras que la etapa 2 del perfil no restringido dura hasta que la cantidad de precursores no es lo suficientemente grande para igualar la tasa de desgaste (Figura 4.10b).

En la etapa número 3A, el perfil de espesor restringido se mantiene constante al nivel de $\chi_{m\acute{a}x}$ (Figura 4.10a) y la variación del espesor restringido se vuelve instantáneamente cero (Figura 4.10b). Nótese aquí, que este comportamiento no ocurre en el perfil de espesor no restringido.

En las etapas número 4A y 5A, el perfil de espesor y de variación de espesor restringidos desarrollan un comportamiento semejante a las etapas 3 y 4 de los perfiles de espesor y variación de espesor no restringidos. La única diferencia en este caso es que las etapas 3 y 4 se superponen a las etapas 4A y 5A (Figura 4.10). Ahora es conveniente resaltar que la superposición de las etapas 3 y 4 a las etapas 4A y 5A representa la reserva de tribocapa que se forma cuando el sistema de lubricación no está limitado por un espesor máximo $\chi_{m\acute{a}x}$. Visto desde otro punto de vista, lo anterior también implica que durante cierto periodo de tiempo (etapa 3A) en los sistemas restringidos ocurre un exceso de remoción de tribocapa que agota innecesariamente los precursores lubricantes. Este comportamiento es el que se desea evitar, así que las secciones siguientes están dedicadas, primero, a explicar cómo opera un sistema de lubricación real, y luego al diseño de un sistema de lubricación que evita el agotamiento excesivo e innecesario de precursores lubricantes y reduce el desgaste del motor.

4.2. Simulación de un sistema de lubricación convencional

Antes de proponer el diseño del sistema continuo de lubricación acoplado con suministro y purga de lubricante, es preciso modelar (subsección 4.2.1) y simular un sistema por lotes de lubricación convencional en condiciones realistas (subsección 4.2.2) para facilitar el entendimiento del diseño propuesto en la sección 4.3, y que además sirva de punto de comparación entre los dos sistemas; el sistema por lotes de lubricación convencional (Figura 4.11) y el sistema de lubricación acoplado con suministro y purga de lubricante (sección 4.4).

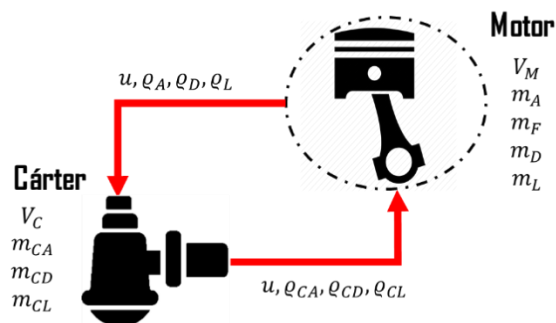


Figura 4.11. Diagrama de flujo del sistema de lubricación convencional.

El funcionamiento de los sistemas por lotes de lubricación para motores de combustión interna consiste en enviar un flujo volumétrico u de lubricante, que sale del volumen V_C del lubricante almacenado en el cárter. Este lubricante está constituido por la masa de precursores lubricantes m_{CA} , la masa de desechos m_{CD} y la masa de fluido acarreador m_{CL} , y va hacia el interior del motor. Allí dentro del motor, donde hay un volumen V_M de la mezcla lubricante, constituido por la masa de precursores lubricantes m_A , la masa de tribocapa m_F , la masa de los desechos m_D y la masa de fluido acarreador m_L , se observan las reacciones químicas que generan y remueven, simultáneamente, a la tribocapa. Al mismo tiempo que llega una corriente de lubricante proveniente del cárter, otro flujo volumétrico u de lubricante sale del motor y es enviado hacia el cárter (Figura 4.11).

Los flujos u que salen del cárter y del motor tienen composiciones diferentes, pero volúmenes iguales. La corriente que sale del cárter es rica en precursores lubricantes y la que sale del motor está enriquecida con productos de desecho. En la figura 4.11, la composición del lubricante en el cárter, que es la misma composición del flujo que va del cárter al motor, está expresada en términos de las densidades parciales de sus constituyentes $\rho_{CA}, \rho_{CD}, \rho_{CL}$ (4.4-4.6) y la composición del lubricante en el interior del motor, que es la misma composición del flujo que va del motor al cárter, está expresada en términos de las densidades parciales de sus constituyentes ρ_A, ρ_D, ρ_L (4.7-4.9).

$$\rho_{CA} = \frac{m_{CA}}{V_C} \quad (4.4)$$

$$\rho_{CD} = \frac{m_{CD}}{V_C} \quad (4.5)$$

$$\rho_A = \frac{m_A}{V_M} \quad (4.7)$$

$$\rho_D = \frac{m_D}{V_M} \quad (4.8)$$

$$\rho_{CL} = \frac{m_{CL}}{V_C} \quad (4.6)$$

$$\rho_L = \frac{m_L}{V_M} \quad (4.9)$$

Nótese que la densidad parcial de tribocapa no es un constituyente de la corriente u que sale del motor, ya que al momento que la tribocapa se desprende de la superficie metálica se convierte en desecho.

4.2.1. Balance de masa para el sistema de lubricación convencional

Ahora, ya que las variables que representan al sistema de lubricación han sido definidas, se puede plantear el balance de masa para cada uno los componentes en el cárter m_{CA} , m_{CD} , m_{CL} y el balance de masa para cada uno de los componentes en el volumen de lubricante al interior del motor m_A , m_F , m_D , m_L . El balance de masa de los precursores lubricantes contiene los términos; acumulación dm_{CA}/dt , entrada $\rho_A \cdot u$ y salida $\rho_{CA} \cdot u$, que se pueden ordenar de la siguiente manera (4.10).

$$\frac{dm_{CA}}{dt} = (\rho_A - \rho_{CA}) \cdot u \quad (4.10)$$

Téngase en cuenta que en el arreglo de la ecuación 4.10 se factorizó el flujo volumétrico u de las corrientes de entrada y salida de precursores lubricantes al cárter y también téngase en cuenta que los productos resultantes de multiplicar las densidades parciales ρ_A y ρ_{CA} por u son flujos másicos, así que la ecuación 4.10 es dimensionalmente homogénea.

Realizando pasos análogos, se obtienen los balances de masa para m_{CD} y m_{CL} (4.11, 4.12 respectivamente).

$$\frac{dm_{CD}}{dt} = (\rho_D - \rho_{CD}) \cdot u \quad (4.11)$$

$$\frac{dm_{CL}}{dt} = (\rho_L - \rho_{CL}) \cdot u \quad (4.12)$$

El planteamiento de los balances de masa para el volumen de lubricante al interior del motor se puede resumir en la siguiente lista:

Balance de masa de tribocapa al interior del motor m_F . Aquí, participan los términos; acumulación dm_F/dt , generación r_{GF} y consumo r_{CF} . Este balance ya fue planteado en la sección previa y está dado por la ecuación (4.13).

$$\frac{dm_F}{dt} = \sigma \cdot r_{GF} - r_{CF} \quad (4.13)$$

Balance de masa de precursores lubricantes al interior del motor m_A . Aquí, participan los términos; acumulación dm_A/dt , entrada $q_{CA} \cdot u$, salida $q_A \cdot u$ y consumo r_{GF} (4.14).

$$\frac{dm_A}{dt} = (q_{CA} - q_A) \cdot u - r_{GF} \quad (4.14)$$

Balance de masa de los desechos de la tribocapa al interior del motor m_D . Aquí, participan los términos; acumulación dm_D/dt , entrada $q_{CD} \cdot u$, salida $q_D \cdot u$, generación debida al consumo de la tribocapa r_{CF} y generación en exceso de productos de desecho debida al límite máximo de espesor $(1 - \sigma) \cdot r_{GF}$, que se pueden ordenar de la siguiente manera (4.15).

$$\frac{dm_D}{dt} = (q_{CA} - q_A) \cdot u + (1 - \sigma) \cdot r_{GF} + r_{CF} \quad (4.15)$$

Balance de masa del fluido acarreador al interior del motor m_L . Aquí, participan los términos; acumulación dm_L/dt , entrada $q_{CL} \cdot u$ y salida $q_L \cdot u$, que se pueden ordenar de la siguiente manera (4.16).

$$\frac{dm_L}{dt} = (q_{CL} - q_L) \cdot u \quad (4.16)$$

Hasta aquí, los balances de masa que modelan el sistema de lubricación convencional están completos, pero es necesario hacer dos aclaraciones:

- La primera es que las tasas de generación r_{GF} y consumo r_{CF} de la tribocapa siguen siendo las mismas dadas por las ecuaciones (3.4, 3.6), pero tiene que tomarse en cuenta que el volumen de reacción ahora es el volumen al interior del motor ($V = V_M$).

- La segunda aclaración es que el consumo de precursores lubricantes y la generación de productos de desecho en los balances de masa de estos aglomerados se expresan en términos de r_{GF} y r_{CF} , valiéndose de la ley de conservación de masa.

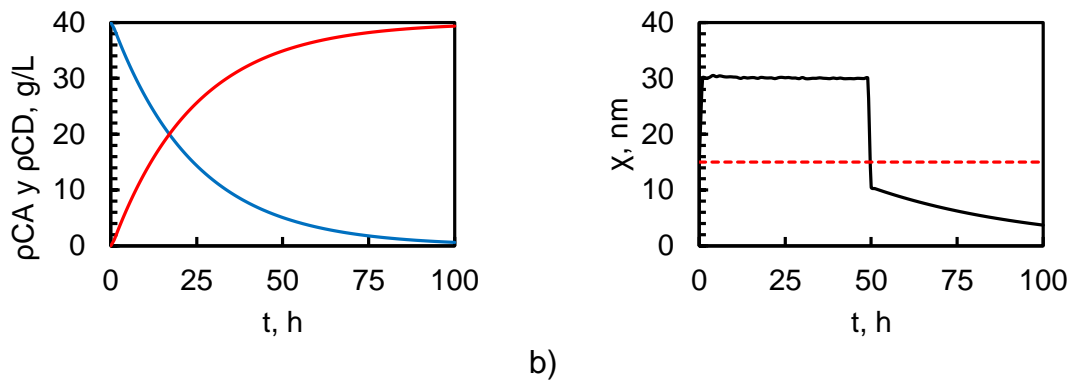
4.2.2. Simulación del sistema de lubricación convencional en condiciones realistas

Con la finalidad de observar el comportamiento de lubricación convencional por lotes, se simuló el siguiente caso de estudio a condiciones realistas:

- La carga inicial en el cárter es de 5.4 L de un lubricante que contiene precursores lubricantes $\rho_{CA} = 40$ g/L y densidad absoluta $\rho = 800$ g/L.
- El volumen total del lubricante cuando el motor está funcionando se divide en $V_C = 3.4$ L y $V_M = 2$ L.
- Entre el cárter y el interior del motor circula un flujo de lubricante $u = 3.4$ L/h ($u = 9.4 \times 10^{-4}$ L/s).
- La constante cinética de formación de tribocapa es $\kappa_A = 6.4 \times 10^{-5}$ L/s.
- El área plana equivalente para el depósito de tribocapa es $A_R = 2000$ cm² ($A_R = 2 \times 10^{17}$ nm²).
- El espesor de la rugosidad es $X = 15$ nm y el límite de espesor máximo es $\chi_{m\acute{a}x} = 30$ nm.

Con estas condiciones y la solución simultánea de las ecuaciones (3.2, 3.4-3.8, 3.11-3.14, 4.1, 4.4-4.16) se obtuvieron los perfiles de densidad parcial de los precursores lubricantes en el cárter ρ_{CA} , los productos de desecho en el cárter ρ_{CD} , y el espesor de tribocapa χ , desarrollados en el sistema de lubricación (Figura 4.12).

La Figura (4.12a) muestra que, mientras la densidad parcial de precursores lubricantes disminuye aproximándose a cero conforme el tiempo avanza, la densidad parcial de productos de desecho incrementa aproximándose a la cantidad inicial de precursores lubricantes. La Figura (4.12b) muestra la evolución del perfil de espesor del sistema de lubricación, en el cual se puede notar por simple inspección que se comporta muy parecido al perfil descrito en la sección (6.2.3.2), la principal diferencia de este caso es una duración prolongada (50 h) del espesor de tribocapa en el nivel del máximo espesor $\chi_{m\acute{a}x} = 30$ nm.



a) b)

Figura 4.12. Simulación del sistema de lubricación convencional en condiciones realistas.

— χ , - - - X .

a) Densidad parcial de precursores lubricantes y de productos de desecho en el cárter.

— ρ_{CA} , — ρ_{CD} .

b) Espesor de tribocapa.

Una situación de especial interés para esta tesis es la que ocurre cuando se desea que un sistema de lubricación en las condiciones anteriores mantenga protegido un motor de combustión interna durante toda la vida útil del motor. Por ejemplo, supóngase que la vida útil de un motor de combustión interna es de 250 h y se desea que un sistema de lubricación que opera en las condiciones ya descritas proteja completamente al motor del desgaste, para cumplir tal tarea sería necesario cambiar completamente la carga de lubricante cada 50 h de operación, ya que es el tiempo que un lote de lubricante, en estas condiciones, puede proteger al motor. Así, para una vida útil de 250 h se requerirían 5 reemplazos de la carga total del lubricante para que cada uno de estos mantenga el espesor en los niveles adecuados durante 50 h de operación (Figura 4.13).

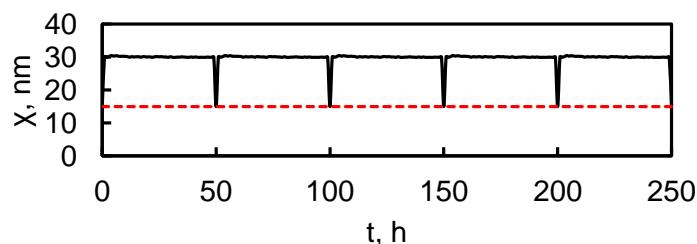


Figura 4.13. Perfil de espesor de tribocapa en un sistema por lotes de lubricación convencional con múltiples reemplazos de lubricante.

Nótese que en ninguna de las simulaciones realizadas hasta ahora se ha presentado el perfil de la masa del acarreador L. Esto se debe a que los sistemas de lubricación modelados hasta este punto son sistemas cerrados (no hay entrada ni salida de masa) y como se ha considerado que el acarreador L no reacciona entonces su masa debe mantenerse constante.

4.3. Sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante

Ahora, teniendo en cuenta el análisis previo del sistema de lubricación convencional, se aborda el un sistema de lubricación que cubre el objetivo general de esta tesis, establecer un nuevo procedimiento de lubricación para motores de combustión interna que disminuya el consumo de lubricante y alargue la vida útil del motor. El diseño que aquí se propone está basado en la configuración de reactores con regeneración, los cuales están acoplados con un mezclador en donde se combinan una corriente de recirculación y la alimentación de reactivos frescos o nuevos y del cual también se remueve una corriente de purga para evitar la acumulación de desechos. Con esta configuración, se logra mantener un nivel de concentración de los componentes que participan en el proceso reactivo, tal que disminuye las reacciones adversas que ocurren en el reactor. Análogamente, al funcionamiento de los reactores con regeneración, el sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga es capaz de estabilizar el nivel de concentración de los precursores lubricantes para evitar que ocurra la remoción excesiva de tribocapa que agota innecesariamente los precursores lubricantes, como se explicó en la sección (4.1.3.2).

El funcionamiento de un sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga consiste de las siguientes etapas:

- Al igual que los sistemas por lotes, se envía un flujo volumétrico u de lubricante desde el cárter, donde se almacena un volumen de lubricante V_C que está constituido por la masa de precursores lubricantes m_{CA} , la masa de desechos m_{CD} y la masa de fluido acarreador m_{CL} , hacia el interior del motor.
- Dentro del motor donde hay un volumen V_M de la mezcla lubricante, que está constituido por la masa de precursores lubricantes m_A , la masa de tribocapa m_F ,

la masa de los desechos m_D y la masa de fluido acarreador m_L , que reacciona químicamente generando y consumiendo simultáneamente la tribocapa.

- Al mismo tiempo que llega una corriente de lubricante proveniente del cárter, otro flujo volumétrico u de lubricante sale del motor y es enviado al cárter.
- A diferencia del sistema por lotes, en el caso del sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga, hay una corriente de flujo volumétrico q que suministra lubricante fresco, el cual contiene la carga completa de precursores lubricantes, y al mismo tiempo otro flujo volumétrico q que purga del cárter (Figura 4.14).

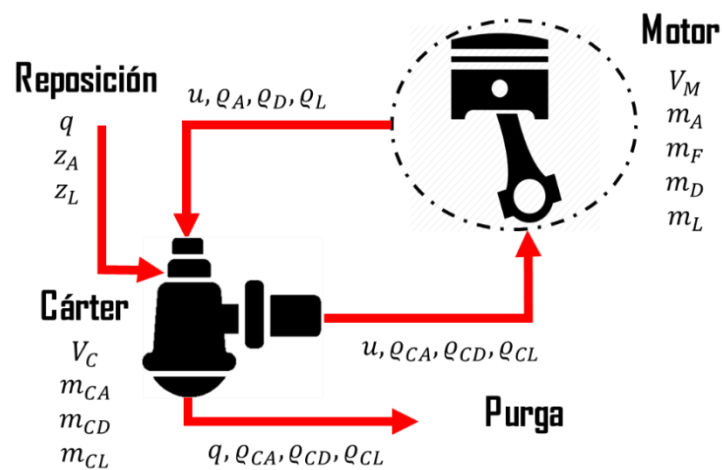


Figura 4.14. Diagrama de flujo del sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga.

Aquí, por un lado, la composición de los flujos u sigue estando definida por las variables q_{CA}, q_{CD}, q_{CL} (4.4-4.6) para la corriente que sale del cárter y por las variables q_A, q_D, q_L (4.7-4.9) para la corriente que sale del interior del motor. Sin embargo, los flujos q que entran y salen del cárter tienen composiciones diferentes. La corriente que suministra lubricante fresco al cárter contiene la carga completa de precursores lubricantes z_A (densidad parcial de precursores lubricantes A en la alimentación) y su complementaria carga de acarreador z_L (densidad parcial de acarreador L en la alimentación), y la corriente que purga el lubricantes ya usado del cárter tiene la composición de las densidades parciales en el cárter q_{CA}, q_{CD}, q_{CL} .

4.3.1. Balance de masa para el sistema de lubricación con reposición y purga de lubricante

Los balances de masa al interior del motor siguen siendo los desarrollados en la sección previa (ecuaciones 4.13-4.16), pero los balances de masa los de precursores lubricantes, los productos de desecho y el acarreador en el cárter debe considerar ahora el flujo q de suministro y purga.

Los balances de masa en el cárter para el sistema de lubricación acoplado con reposición y purga se pueden resumir en la siguiente lista:

Balance de masa de precursores lubricantes en el cárter m_{CA} . Aquí, participan los términos; acumulación dm_{CA}/dt , entrada en la corriente de suministro $z_A q$, entrada proveniente del motor $\varrho_A u$, salida en la corriente de purga $\varrho_{CA} q$ y salida en la corriente que se envía al motor $\varrho_{CA} \cdot u$, que se pueden ordenar de la siguiente manera (4.17).

$$\frac{dm_{CA}}{dt} = (\varrho_A - \varrho_{CA}) \cdot u + (z_A - \varrho_{CA}) \cdot q \quad (4.17)$$

Balance de desechos de la tribocapa en el cárter m_{CD} . Aquí, participan los términos; acumulación dm_{CD}/dt , entrada proveniente del motor $\varrho_D \cdot u$, salida en la corriente de purga $\varrho_{CD} \cdot q$ y salida en la corriente que se envía al motor $\varrho_{CD} \cdot u$, que se pueden ordenar de la siguiente manera (4.18).

$$\frac{dm_{CD}}{dt} = (\varrho_D - \varrho_{CD}) \cdot u + \varrho_{CA} \cdot q \quad (4.18)$$

Balance de masa del fluido acarreador en el cárter m_{CL} . Aquí, participan los términos; acumulación dm_{CL}/dt , entrada en la corriente de suministro $z_L \cdot q$, entrada proveniente del motor $\varrho_L u$, salida en la corriente de purga $\varrho_{CL} \cdot q$ y salida en la corriente que se envía al motor $\varrho_{CL} \cdot u$, que se pueden ordenar de la siguiente manera (4.19).

$$\frac{dm_{CL}}{dt} = (\varrho_L - \varrho_{CL}) \cdot u + (z_L - \varrho_{CL}) \cdot q \quad (4.19)$$

4.3.2. Simulación del sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante

Ya que el diseño del sistema de lubricación acoplado con reposición y purga tiene como finalidad alcanzar un estado estacionario, en el cual se evita que ocurra la remoción excesiva de tribocapa que agota innecesariamente los precursores lubricantes, el valor de q debe ser exacto para que la acumulación de todos los componentes, tanto el cárter como el en el interior del motor, se aproximen a cero conforme el tiempo de operación avanza. Así que, antes de simular el sistema de lubricación acoplado con reposición y purga, se encontró el valor q de estado estacionario. En condiciones de estado estacionarios no debe haber acumulación por lo que las derivadas dm_F/dt , dm_A/dt y dm_{CA}/dt son cero y simplifican los balances de masa de tribocapa, los precursores al interior del motor y en el cárter (4.13, 4.14 y 4.17) a ecuaciones algebraicas (4.20, 4.21 y 4.22). Antes de presentar el desarrollo algebraico para encontrar q debe precisarse que, en condiciones de estado estacionario, las derivadas de los otros balances de masa (4.11, 4.12, 4.15 y 4.16) también son cero, pero para encontrar q es suficiente resolver el sistema algebraico 4.20, 4.21 y 4.22.

$$0 = \sigma \cdot r_{GF} - r_{CF} \quad (4.20)$$

$$0 = (q_{CA} - q_A) \cdot u - r_{GF} \quad (4.21)$$

$$0 = (q_A - q_{CA}) \cdot u + (z_A - q_{CA}) \cdot q \quad (4.22)$$

Y como el estado estacionario que deseamos encontrar corresponde a un espesor de tribocapa mayor o igual que la rugosidad X , para evitar el desgaste, y menor o igual que el límite máximo de espera $\chi_{m\acute{a}x}$, para evitar la remoción excesiva de tribocapa que agota innecesariamente los precursores lubricantes, entonces $X \leq \chi \leq \chi_{m\acute{a}x}$ y por consecuencia $\sigma = 1$ y $\nu = 1$, con lo cual las definiciones de r_{GF} y r_{CF} son

$$r_{GF} = \kappa_A \frac{m_{Ae}}{V_M} \quad (3.4)$$

$$r_{CF} = \left(\frac{d\chi}{dt} \right)_X A_R \rho_F \quad (3.6)$$

Entonces, sustituyendo m_{Ae}/V_M por ϱ_{Ae} (4.7) y cambiando las ecuaciones 3.4, 3.6 y 4.20 resulta una ecuación para calcular la densidad parcial necesaria ϱ_{Ae} de los precursores lubricantes al interior del motor para que el sistema de lubricación acoplado con reposición y purga se mantenga trabajando estacionariamente (4.23).

$$\varrho_{Ae} = \left(\frac{d\chi}{dt}\right)_X \frac{A_R \rho_F}{\kappa_A} \quad (4.23)$$

Luego, al combinar las ecuaciones 4.21 y 4.22 junto con las definiciones de r_{GF} , r_{CF} y ϱ_{Ae} resultan 4.24 y 4.25.

$$q = \frac{\kappa_A \varrho_{Ae}}{z_A - \varrho_{CA}} \quad (4.24)$$

$$\varrho_{CA} = \varrho_{Ae} \left(\frac{\kappa_A}{u} + 1\right) \quad (4.25)$$

Y finalmente al combinar 4.24 y 4.25 se obtiene la ecuación para calcular el valor q en estado estacionario (4.26).

$$q = \frac{\kappa_A \varrho_{Ae}}{z_A - \varrho_{Ae} \left(\frac{\kappa_A}{u} + 1\right)} \quad (4.26)$$

Al realizar los cálculos de las ecuaciones 4.23 y 4.26, se encuentran $\varrho_{Ae} = 5$ g/L y $q = 0.0332$ L/h ($q = 9.23 \times 10^{-6}$ L/s).

Ahora que se conoce el valor de q que mantiene el sistema al estado estacionario es posible realizar otra simulación. Ahora, para observar el comportamiento del sistema de lubricación acoplado con reposición y purga, se resolvió un nuevo caso de estudio, usando la condiciones realistas de la sección (4.2.2), y el valor de q recién calculado. Con estas condiciones y resolvieron simultáneamente las ecuaciones (3.2, 3.4-3.8, 3.11-3.14, 4.1, 4.13-4.19), se obtuvieron los perfiles de la densidad parcial de los precursores lubricantes en el cárter ϱ_{CA} , los productos de desecho en el cárter ϱ_{CD} y el espesor de tribocapa χ desarrollados por el sistema de lubricación simulado (Figura 4.15).

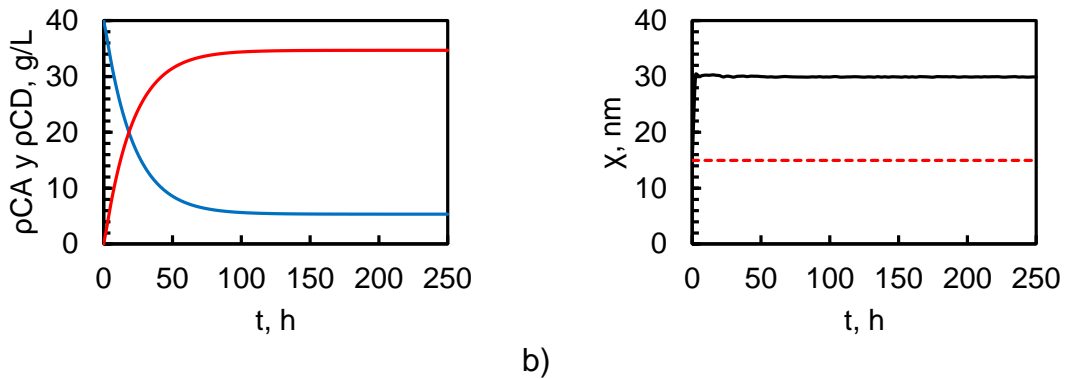


Figura 4.15. Simulación del sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante.

- a) Densidad parcial de los precursores lubricantes y de los productos de desecho en el cárter. — ρ_{CA} , — ρ_{CD} .
 b) Espesor de la tribocapa. — χ , - - X .

La Figura (4.15a) muestra que, mientras la densidad parcial de precursores lubricantes disminuye aproximándose a $\rho_{CA} = 5$ g/L conforme el tiempo avanza, la densidad parcial de productos de desecho incrementa aproximándose a $\rho_{CD} = 34.67$ g/L, ambas son las densidades parciales de los precursores lubricantes y productos del estado estacionario. La Figura (4.15b) muestra la evolución del perfil de espesor del sistema de lubricación, del cual se debe resaltar que se mantiene siempre en el límite de espesor máximo, $\chi_{m\acute{a}x} = 30$ nm. Nótese además, que nuevamente el perfil de la masa del acarreado L no se presenta en este análisis, ya que en este caso si varía inicialmente con el tiempo y alcanza el estacionario al igual que los precursores lubricantes y los desechos, sin embargo su perfil no aporta información para este análisis.

4.4 Comparación del sistema de lubricación convencional vs el sistema de lubricación acoplado con reposición y purga de lubricante

Hasta este punto, ya se ha estudiado el sistema por lotes de lubricación convencional y el sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga. Se ha visto como ambos sistemas son capaces de mantener el espesor de tribocapa en los niveles adecuados para evitar el desgaste; en el caso de sistema por lotes de lubricación convencional se requieren múltiples reemplazos de lubricante y en el caso del sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga se requiere de un suministro constante q de lubricante fresco. Entonces, ambos

sistemas de lubricación son igual de eficientes para reducir el desgaste; sin embargo falta determinar cuál de los dos consume menos lubricante. Para hacer esa comparación, se usaron las ecuaciones (4.27, 4.28).

$$V_T = n V_{T0} \quad (4.27)$$

$$V_T = V_{T0} + q \cdot t \quad (4.28)$$

Por un lado la ecuación 4.27 calcula el volumen total de lubricante consumido V_T por el sistema por lotes de lubricación convencional, multiplicando el número de reemplazo de lubricante requeridos n para proteger al motor durante un periodo específico de operación por el volumen de lubricante que se carga en el cárter en cada reemplazo V_{T0} . Por otro lado, la ecuación 4.28 calcula el volumen total de lubricante consumido V_T por el sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga, al sumar la carga inicial de lubricante en el cárter V_{T0} más el producto del flujo q que se suministra por el tiempo de operación t . La Figura (4.22) muestra los perfiles obtenidos al usar estas dos ecuaciones en las condiciones de los casos de estudio de las secciones (4.2, 4.3).

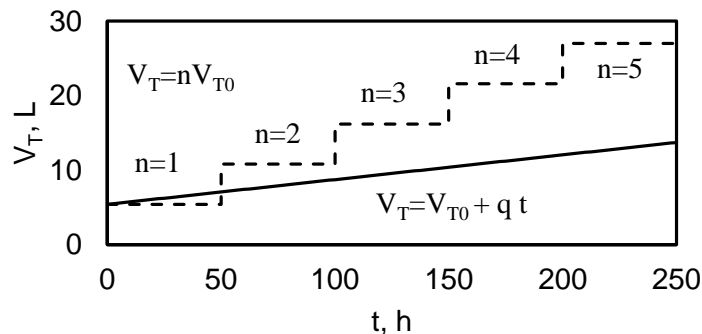


Figura 4.16. Perfil de volumen total de lubricante consumido.

- - sistema por lotes de lubricación convencional.
- sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga.

El perfil escalonado (Figura 4.16) corresponde al consumo total de lubricante para el sistema por lotes de lubricación convencional, y el perfil de línea recta corresponde al consumo total de lubricante para el sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga. En esta Figura se aprecia fácilmente que el consumo de lubricante del sistema convencional aumenta más rápido que en el caso del sistema de lubricación acoplado con reposición y purga; por ejemplo, a las

250 h de operación, el consumo total del sistema por lotes convencional es de 27 L mientras que para el sistema continuo de lubricación es de 13.7 L, que equivale casi al 50 % del volumen total consumido por el sistema convencional. Por lo anterior, es posible afirmar que el sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga puede ser igual de eficiente que el sistema por lotes convencional para reducir el desgaste y la fricción, pero consumiendo menor cantidad de lubricante.

5. Conclusiones y Recomendaciones

5.1. Conclusiones

Se desarrollaron modelos matemáticos para analizar los fenómenos físico-químicos y mecánicos que ocurren en los sistemas de lubricación. La base de estos modelos fue la simplificación del sistema reactivo complejo que ocurre en los sistemas de lubricación **a un esquema de dos reacciones mono moleculares consecutivas.**

Ya que se observó el comportamiento de los fenómenos físico-químico y mecánicos que ocurren en el sistema de lubricación se diseñó un **sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga** que es igual de eficiente para evitar el desgaste y la fricción que el sistema por lotes de lubricación convencional, y además, **¡consume menos lubricante!**

Los parámetros usados para ajustar los balances de masa que modelan los sistemas de lubricación fueron obtenidos experimentalmente, observando el comportamiento dinámico de los fenómenos físico-químico y mecánicos que ocurren en el sistema de lubricación.

En resumen, mediante el modelado de las reacciones químicas que ocurren en los sistemas de lubricación para motores de combustión interna, **es posible desarrollar un sistema continuo de lubricación que disminuya tanto el desgaste del motor como la fricción de sus partes, alargando la vida útil y, simultáneamente, reduciendo el consumo de lubricante.**

5.2. Recomendaciones

Aun cuando se obtuvieron excelentes resultados en esta tesis, que demuestran la posibilidad de desarrollar un sistema continuo de lubricación que proteja al motor y que consuma menos lubricante, quedan pendientes **los estudios a profundidad del desagrupado de la ruta reactiva simplificada** que se usó en este trabajo, para observar la respuesta del sistema de lubricación cuando en el lubricante hay variados tipos de precursores lubricantes, con propiedades físicas diferentes, y el efecto de estos en **la nanoestructura y propiedades de la tribocapa formada**.

También queda pendiente el análisis matemático del sistema de lubricación desde la perspectiva del control óptimo, para **determinar cuál es la mejor configuración del sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga**.

Finalmente, también queda pendiente, el **diseño físico** del sistema continuo de lubricación acoplado con reposición y purga, para su posterior **desarrollo tecnológico**.

Referencias Bibliográficas

- Akchurin, Aydar, Rob Bosman, and Piet M. Lugt. 2017a. "Generation of Wear Particles and Running-in in Mixed Lubricated Sliding Contacts." *Tribology International* 110:201–8.
- Akchurin, Aydar, Rob Bosman, and Piet M. Lugt. 2017b. "Generation of Wear Particles and Running-in in Mixed Lubricated Sliding Contacts." *Tribology International* 110 (October 2016):201–8.
- Akchurin, Aydar, Rob Bosman, Piet M. Lugt, and Mark Van Drogen. 2015. "On a Model for the Prediction of the Friction Coefficient in Mixed Lubrication Based on a Load-Sharing Concept with Measured Surface Roughness." *Tribology Letters* 59 (1):1–11.
- Aris, Rutherford. 1968. "Prolegomena to the Rational Analysis of Systems of Chemical Reactions II. Some Addenda." *Archive for Rational Mechanics and Analysis* 27 (5):356–64.
- Aris, Rutherford. 1999. "D. Prolegomena to the Rational Analysis of Systems of Chemical Reactions." *Process Systems Engineering* 1 (C):149–69.
- Azam, Abdullah, Abdel Dorgham, Ardian Morina, Anne Neville, and Mark C.T. Wilson. 2019. "A Simple Deterministic Plastoelastohydrodynamic Lubrication (PEHL) Model in Mixed Lubrication." *Tribology International* 131(November 2018):520–29.
- Azam, Abdullah, Ali Ghanbarzadeh, Anne Neville, Ardian Morina, and Mark C.T. Wilson. 2019. "Modelling Tribochemistry in the Mixed Lubrication Regime." *Tribology International* 132 (December 2018):265–74.
- Bhore, Nazeer A., Michael T. Klein, and Kenneth B. Bischoff. 1990. "The Delplot Technique: A New Method for Reaction Pathway Analysis." *Industrial and Engineering Chemistry Research* 29 (2):313–16.
- Chen, Chun I. and Stephen M. Hsu. 2003. "A Chemical Kinetics Model to Predict Lubricant Performance in a Diesel Engine. Part I: Simulation Methodology." *Tribology Letters* 14 (2):83–90.
- Chen, Xinchun, Takahisa Kato, Masahiro Kawaguchi, Masataka Nosaka, and Junho Choi. 2013. "Structural and Environmental Dependence of Superlow Friction in Ion Vapour-Deposited a-C: H: Si Films for Solid Lubrication Application." *Journal of Physics D: Applied Physics* 46 (25).
- Constales, Denis, Gregory S. Yablonsky, and Guy B. Marin. 2015. "Predicting Kinetic Dependences and Closing the Balance: Wei and Prater Revisited." *Chemical Engineering Science* 123:328–33.
- Domínguez-García, S., L. Béjar-Gómez, R. Huirache-Acuña, J. Lara-Romero, and R. Maya-Yescas. 2020. "Delumping Strategy to Infer Lubrication Reaction Pathways in Internal Combustion Engines." *International Journal of Chemical Reactor Engineering* 18 (1):1–20.
- Domínguez-García, Saúl, Claudio E. Aguilar-Ramírez, Luis Béjar-Gómez, and Rafael Maya-Yescas. 2021. "Mass Balance of the Tribofilm in Lubricated Systems." *Tribology International* 155:106757.
- Fang, Congcong, Xianghui Meng, and Yubai Xie. 2017. "A Piston Tribodynamic Model with Deterministic Consideration of Skirt Surface Grooves." *Tribology*

- International* 110 (January):232–51.
- Ghanbarzadeh, Ali, Mark Wilson, Ardian Morina, Duncan Dowson, and Anne Neville. 2016. "Development of a New Mechano-Chemical Model in Boundary Lubrication." *Tribology International* 93:573–82.
- Harris, Kathryn L., Angela A. Pitenis, W. Gregory Sawyer, Brandon A. Krick, Gregory S. Blackman, Daniel J. Kasprzak, and Christopher P. Junk. 2015. "PTFE Tribology and the Role of Mechanochemistry in the Development of Protective Surface Films." *Macromolecules* 48 (11):3739–45.
- Hsu, Stephen M. and Chun I. Chen. 2003. "A Chemical Kinetics Model to Predict Diesel Engine Performance. Part II. Bench-Test Procedures." *Tribology Letters* 14 (2):91–97.
- Insausti, J. W., P. Benedetti, L. Iurman, A. Lucaioli, P. Traversa, and N. Mazini. 2000. "Comparación de Rugosidades de Superficies Metálicas Medidas Con Rugosímetro Electromecánico y Con Análisis de Imágenes de Microscopía Electrónica." *Jornadas SAM 2000 - IV Coloquio Latinoamericano de Fractura y Fatiga* (January 2000):863–70.
- J Cavalieri, Federico, Fernando Zenklusen, and Alberto Cardona. 2016. "Determination of Wear in Internal Combustion Engine Valves Using the Finite Element Method and Experimental Tests." *Mechanism and Machine Theory* 104(x):81–99.
- Kang, Kueon, Jung Park, Seo Hyung, and Jae Young Oh. 2014. "(12) United States Patent." 2 (12).
- Khaemba, Doris N., Frederic Jarnias, Benoit Thiebaut, Anne Neville, and Ardian Morina. 2017. "The Role of Surface Roughness and Slide-Roll Ratio on the Decomposition of MoDTC in Tribological Contacts." *Journal of Physics D: Applied Physics* 50 (8).
- Kuo, James C. W. and James Wei. 1969. "A Lumping Analysis in Monomolecular Reaction Systems: Analysis of Approximately Lumpable System." *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals* 8 (1):124–33.
- Lara-Romero, Javier, Rafael Maya-Yescas, and Fernando Chias-Castillo. 2008. "Modelling Tribological Performance of Bodymaker Lubricants." *Chemical Product and Process Modeling* 3 (1).
- Li, Ke, Tobias Amann, Mathias List, Michael Walter, Michael Moseler, Andreas Kailer, and Jürgen Rühle. 2015. "Ultralow Friction of Steel Surfaces Using a 1,3-Diketone Lubricant in the Thin Film Lubrication Regime." *Langmuir* 31 (40):11033–39.
- Lip, Bockius. 2009. "Gm." 1(19).
- Matthews, A., S. Franklin, and K. Holmberg. 2007. "Tribological Coatings: Contact Mechanisms and Selection." *Journal of Physics D: Applied Physics* 40 (18):5463–75.
- Miranda, J. C. and A. Ramalho. 2015. "Study of the Effects of Damage Accumulation on Wear." *Wear* 330–331:79–84.
- Mitutoyo, Mexicana. 2010. "Medición de Rugosidad." *Boletín Técnico* 7:1–9.
- Morina, A., A. Neville, M. Priest, and J.H. Green. 2006. "ZDDP and MoDTC Interactions in Boundary Lubrication-The Effect of Temperature and ZDDP/MoDTC Ratio." *Tribology International* 39 (12):1545–57.
- Morina, Ardian and Anne Neville. 2007. "Tribofilms: Aspects of Formation, Stability

- and Removal.” *Journal of Physics D: Applied Physics* 40 (18):5476–87.
- Natarajan, Sreekumar, Walter W. Olson, and Martin A. Abraham. 2000. “Reaction Pathways and Kinetics in the Degradation of Forging Lubricants.” *Industrial and Engineering Chemistry Research* 39 (8):2837–42.
- Neville, Anne, Tabassumul Haque, and Ardian Morina. 2008. “Friction and Its Importance in Fuel Economy - Probing the Nanoscale Characteristics of Surfaces in Order to Understand Lubricant/Surface Interactions.” *Journal of Physics Condensed Matter* 20 (35).
- Olomolehin, Yewande, Rita Kapadia, and Hugh Spikes. 2010. “Antagonistic Interaction of Antiwear Additives and Carbon Black.” *Tribology Letters* 37 (1):49–58.
- Papers, Selected Technical. 2012. *Testing and Use of Environmentally Acceptable Lubricants*.
- Parsaeian, Pourya, Ali Ghanbarzadeh, Marcel C. P. Van Eijk, Ileana Nedelcu, Anne Neville, and Ardian Morina. 2017. “A New Insight into the Interfacial Mechanisms of the Tribofilm Formed by Zinc Dialkyl Dithiophosphate.” *Applied Surface Science* 403:472–86.
- Pfaendtner, Jim and Linda J. Broadbelt. 2008. “Mechanistic Modeling of Lubricant Degradation. 1. Structure - Reactivity Relationships for Free-Radical Oxidation.” *Industrial and Engineering Chemistry Research* 47 (9):2886–96.
- Sellmeier, Stefan, Eduardo Alonso, and Ulrich Boesl. 2014. “Dynamic Oil Consumption Measurement of Internal Combustion Engines Using Laser Spectroscopy.” *Analytical Chemistry* 86 (1):380–89.
- Spikes, H. 2004. “The History and Mechanisms of ZDDP.” *Tribology Letters* 17 (3):469–89.
- Stark, M.S., R. J. Gamble, C.J. Hammond, H.M. Gillespie, J.R. Lindsa, Smith, E. Nagatomi, M. Priest, C.M. Taylor, R.I. Taylor, and D.J. Waddington. 2005. “Measurement of Lubricant Flow in a Gasoline Engine.” *Tribology Letters* 19 (3):163–68.
- Syrkov, A.G., M.O. Silivanov, and A.N. Kushchenko. 2016. “Tribochemical Peculiarities of Lubricant Composition with Surface-Modified Metal Powder.” *Journal of Physics: Conference Series* 729 (1).
- Universidad de Valencia. 2013. “Tema 7. Superficies Sólidas: Adsorción y Catálisis Heterogénea.” *Departamento de Química y Física* 28.
- Unnikrishnan, R., M.C. Jain, A.K. Harinarayan, and A.K. Mehta. 2002. “Additive-Additive Interaction: An XPS Study of the Effect of ZDDP on the AW/EP Characteristic of Molybdenum Based Additives.” *Wear* 252 (3–4):240–49.
- Varenberg, Michael. 2013. “Towards a Unified Classification of Wear.” *Friction* 1 (4):333–40.
- Wei, James. 1965. “Structure of Complex Chemical Reaction Systems.” *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals* 4 (2):161–67.
- Wei, James and James C.W. Kuo. 1969. “A Lumping Analysis in Monomolecular Reaction Systems: Analysis of the Exactly Lumpable System.” *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals* 8 (1):114–23.
- Zhao, Bo, Xu Dong Dai, Zhi Nan Zhang, and You Bai Xie. 2016. “A New Numerical Method for Piston Dynamics and Lubrication Analysis.” *Tribology International* 94:395–408.

Apéndices

Apéndice 1. Composición del lubricante y propiedades atómicas de los elementos presentes en el lubricante

Tabla A1. Masa y composición elemental de 20 mL del lubricante comercial 10W50.

Elemento	%p	$m_i^{Inicial}$, g
C	97.3003	15.568052
O	2.3293	0.372695
Mo	0.0042	0.000668
Ca	0.1175	0.017880
Mg	0.0761	0.012176
P	0.0830	0.013284
Zn	0.0952	0.015244
Total	100.0000	16.000000

Tabla A2. Propiedades atómicas de los elementos presentes en el lubricante.

Elemento(i)	$r_i \times 10^8$ cm	$V_i \times 10^{24}$ cm ³	PA_i g/mol	ρ_i g/nm ³
C	0.7	1.44	12	1.387E-20
O	0.6	0.9	16	2.937E-20
Mo	1.45	12.77	96	1.249E-20
Ca	1.8	24.43	40	2.72E-21
Mg	1.5	14.14	24	2.82E-21
P	1	4.19	31	1.229E-20
Zn	1.35	10.31	65	1.048E-20

Apéndice 2. Publicaciones generadas

Artículo 1. Estrategia de desagrupado para inferir las reacciones de lubricación en los motores de combustión interna:

DE GRUYTER

International Journal of Chemical Reactor Engineering, 2019; 20190043

S. Domínguez-García¹ / L. Béjar-Gómez² / R. Huirache-Acuna¹ / J. Lara-Romero¹ / R. Maya-Yescas¹

Delumping Strategy to Infer Lubrication Reaction Pathways in Internal Combustion Engines

¹ Facultad de Ingeniería Química, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Ciudad Universitaria, Morelia, Michoacán 58030, Mexico, E-mail: sauldgs@hotmail.com, rafael_huirache@yahoo.it, jlara_romero@hotmail.com, rmayay@umich.mx

² Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Ciudad Universitaria, Morelia, Michoacán 58030, Mexico, E-mail: lbejargomez@yahoo.com.mx

Abstract:

Lubricant reactions in internal combustion engines follow complex reaction pathways, in which oil (hydrocarbons) and additives form protecting films (known as tribofilms) on the surfaces of the cylinder-piston couple. Up-to-date there is not a fundamental model useful to describe the chemistry involved in formation of these tribofilms, and degradation of oils and additives as result of working time of the engine. One of the main problems associated is the impossible measuring of the actual phenomena inside the engine, at working conditions. In order to model formation of tribofilms, starting by lumping two main groups of lubricating molecules, anti-shear and anti-wear, the lumped kinetics model for degradation products was solved, based on actual data collected in commercial engine workshops. Later these two-lump reaction schemes were delumped into two new systems, each one consisting of three lumps, in order to infer lubricant reaction pathways that form tribofilms and degrade lubricants. Distribution of anti-shear and anti-wear lubricants in tribofilms was predicted by simulation of these two delumped schemes.

Keywords: reaction lumping-delumping, anti-shear additive, anti-wear additive, internal combustion engines, surface lubricating system

DOI: 10.1515/ijcre-2019-0043

Received: March 1, 2019; **Revised:** November 12, 2019; **Accepted:** November 16, 2019

Artículo 2. Balance de masa de la tribocapa en sistemas lubricados:

ARTICLE IN PRESS
Tribology International xxx (xxxx) xxx



ELSEVIER

Contents lists available at ScienceDirect

Tribology International

Journal homepage: <http://www.elsevier.com/locate/triboint>



Mass balance of the tribofilm in lubricated systems

Saúl Domínguez-García^{a,*}, Claudio E. Aguilar-Ramírez^b, Luis Béjar-Gómez^c,
Rafael Maya-Yescas^a

^a Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Faculty of Chemical Engineering, Ciudad Universitaria, 58000, Morelia, Michoacán de Ocampo, México
^b Universidad Autónoma del Estado de México, Mechanical and Materials Engineering Department, Toluca, México
^c Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Faculty of Mechanical Engineering, Ciudad Universitaria, 58000, Morelia, Michoacán de Ocampo, México

ARTICLE INFO

Keywords:
 Mass balance
 Lubrication efficiency
 Tribofilm thickness profile
 Wear rate

ABSTRACT

The efficiency of the lubrication systems varies during the time of use of each batch of lubricant, increasing wear and friction in the lubricated system. In this work, transient mass balances of the lubricant precursors that form the protective film in lubricated systems, the substances that constitute the deposited film, and the waste products that form when the protective film is removed from the surface are implemented to simulate the dynamic behavior of protective film thickness. These mass balances are supported experimentally with measurements of the rates of growing and removal of the protective film. Simultaneous solution of mass balance and the Archard's wear model allowed to calculate and to profile the wear rate, friction, and efficiency of lubrication systems.

1. Introduction

The lubrication systems are very important mainly for two reasons, one of them is to avoid the deterioration of the mechanical device, since mobile parts lubrication is provided by a protective film, which initially is product of the reaction of lubricant precursors and it is commonly known as tribofilm. However, after wear occurs, waste products of chemical degradation and debris are accumulated in the lubricant blend [1–3], unfortunately waste products and debris do not protect rubbing surface as it has been indicated [3,4]. The other reason is to preserve the energy efficiency of the machines. A good example of this are the internal combustion engines, since 7.5% of energy is lost due to friction in mobile parts of engine instead being transformed into power [5,6]. Previous percentage does not consider deterioration of lubrication efficiency, the chemical degradation of lubricant, so power loss and friction can increase significantly along the work period of each batch of lubricant.

There are many lubrication models reported in scientific literature which describe the dynamics of lubrication, some examples of these publications are: The work of Zhao et al., in 2016 [7] who developed a lubrication model that consider deformation of protecting film and crank engine on wear of surface of cylinder of piston in internal combustion engines, the work of Feng et al., in 2017 [8] who developed a lubrication model for internal combustion engines to investigate the influence of the groove on piston tribodynamics, the work of Akchurin et al., in 2017 [9] who developed a lubrication model to simulate the wear particle formation in mixed lubricated sliding contacts, the work of Fan et al., in 2017 [10] who developed a lubrication model to map wear debris concentration in lubrication systems, and the work of Azam et al., in 2019 [11] who developed a lubrication model that unify most of the previous lubrication approaches. However, some of the previous works consider chemical degradation of lubricant and its effects in tribofilm formation.

Since, tribofilm thickness is controlled by several mechanical and chemical variables [1,2,12] both type of variables must be considered to better describe the lubrication systems. On the one side, mechanical variables such as speed of motion of the angles, normal stress, temperature, and pressure modify tribofilm removal rates. On the other side, chemical variables such kinetic constants of deposition of lubricant precursors on surface and the amount of additives in lubricant blends modify tribofilm growing rates [13], moreover chemical properties of tribofilm determine its resistance and its friction coefficient [2]. In this way, one of the first scientific publication that consider chemical degradation of lubricant is the work of Ghazvini et al., in 2016 [14] who developed a tribochemical model based on thermodynamics and kinetics of tribofilm reactions, and later the work of Azam et al., in 2019 [11] who developed a lubrication model that considers most of mechanical lubrication models and tribochemistry.

* Corresponding author.
 E-mail address: sdominguez@umich.mx (S. Domínguez-García).

<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106757>
 Received 9 September 2020; Received in revised form 26 October 2020; Accepted 30 October 2020
 Available online 17 November 2020
 0301-6793/© 2020 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Please cite this article as: Saúl Domínguez-García, Tribology International, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106757>