



DOI: <http://dx.doi.org/10.23857/dc.v7i4.2205>

Ciencias de la Salud
Artículo de investigación

*Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos
lubricantes en sistemas automotrices*

*Tribological characterization in combination with various oils and lubricant
additives in automotive systems*

*Caracterização tribológica em combinação com vários óleos e aditivos lubrificantes
em sistemas automotivos*

Luis Patricio Criollo-Yanchatipan^I
pcriollo@tecnoecuadoriano.edu.ec
<https://orcid.org/0000-0003-3647-2918>

Jose Fausto Ñato-Loachamin^{III}
otsuaf-73@hotmail.com
<https://orcid.org/0000-0001-8514-7842>

Jairo Edison Guasumba-Maila^{II}
laalarconb@sangregorio.edu.ec
<https://orcid.org/0000-0002-0533-0397>

Edison Javier Segarra-Plaza^{IV}
edi_javierjvr@hotmail.com
<https://orcid.org/0000-0002-5452-5318>

Correspondencia: pcriollo@tecnoecuadoriano.edu.ec

***Recibido:** 25 de julio de 2021 ***Aceptado:** 19 de agosto de 2021 * **Publicado:** 15 de agosto de 2021

- I. Magister en Educación Mención Gestión del Aprendizaje. Mediado por Tic. Docente investigador, Docente Investigador, Instituto Superior Tecnológico, Ecuador.
- II. Magister en Diseño Mecánico, Docente Investigador. Coordinador de Carrera de Mecánica Y Electromecánica Automotriz, Instituto Superior Tecnológico Tecno ecuadoriano, Ecuador.
- III. Participante Investigador, Estudiante Tecnología Superior en Mecánica Automotriz. Instituto Superior Tecnológico Tecnoecuadoriano, Ecuador.
- IV. Participante Investigador, Estudiante Tecnología Superior en Mecánica Automotriz, Instituto Superior Tecnológico Tecnoecuadoriano, Ecuador.

Resumen

Existen varios componentes en los vehículos con áreas de contacto, desgaste y, alta fricción como el motor y el tren de potencia donde es necesario sistemas de lubricación adecuados para aumentarse la vida útil de estos elementos. La eficiencia de la transmisión depende de varios factores desde el diseño del engranaje, el tipo de transmisión, y la formulación del aceite para engranajes. Los engranajes hoides se utilizan comúnmente en automóviles con tracción trasera y normalmente funcionan en condiciones de alto deslizamiento y alta presión de contacto donde la capacidad de la lubricación influye positivamente.

el enfoque de esta investigación permite la visualización de las condiciones de lubricación en los distintos sistemas del tren de potencia desde la parte experimental hasta la simulación de varios tipos de transmisiones y engranajes, estos componentes son analizados variables como temperatura, rugosidad y coeficientes de fricción, etc., la calidad de lubricación mejora el rendimiento de los componentes del tren de potencia o sistemas de transmisión por engranajes. Para ello, es necesaria una renovación frecuente del lubricante y una cantidad adecuada de aceite que llegue a la periferia del contacto de los dientes de los sistemas de impulsión aplicados en nuestros automóviles.

Palabras clave: Automóvil; aceites para engranajes; lubricación; transmisión manual; diferencial de vehículos.

Abstract

there are several components in vehicles with areas of contact, wear and high friction such as the engine and the power train where adequate lubrication systems are necessary to increase the useful life of these elements. transmission efficiency depends on several factors from gear design, transmission type, and gear oil formulation. hypoid gears are typically used in rear-wheel drive cars and typically operate in high-slip, high-contact pressure conditions where lubrication ability has a positive influence.

the focus of this research allows the visualization of the lubrication conditions in the different power train systems from the experimental part to the simulation of various types of transmissions and gears, these components are analyzed variables such as temperature, roughness and friction coefficients, etc., lubrication quality improves performance of powertrain components or gear drive systems. for this, a frequent renewal of the lubricant and an adequate

amount of oil is necessary to reach the periphery of the contact of the teeth of the drive systems applied in our cars.

Keywords: Automobile; gear oils; lubrication; manual transmission; vehicle differential.

Resumo

Existem diversos componentes em veículos com áreas de contato, desgaste e alto atrito, como o motor e o trem de força, onde sistemas de lubrificação adequados são necessários para aumentar a vida útil desses elementos. A eficiência da transmissão depende de vários fatores do projeto da engrenagem, tipo de transmissão e formulação do óleo da engrenagem. Engrenagens hioides são comumente usadas em carros com tração traseira e normalmente operam em condições de alta patinagem e alta pressão de contato, onde a capacidade de lubrificação tem uma influência positiva.

O foco desta pesquisa permite a visualização das condições de lubrificação nos diferentes sistemas de trem de força desde a parte experimental até a simulação de vários tipos de transmissões e engrenagens, sendo esses componentes variáveis analisadas como temperatura, rugosidade e coeficientes de atrito, etc., a qualidade da lubrificação melhora o desempenho dos componentes do trem de força ou dos sistemas de transmissão. Para isso, é necessária uma renovação frequente do lubrificante e uma quantidade adequada de óleo para atingir a periferia de contato dos dentes dos sistemas de acionamento aplicados em nossos carros.

Palavras-chave: Automóvel; óleos para engrenagens; lubrificação; transmissão manual; diferencial veicular.

Introducción

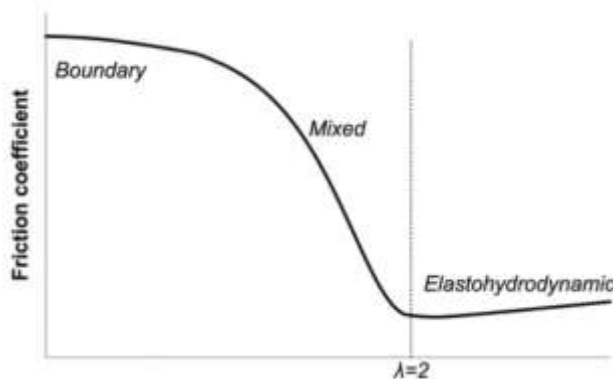
el concepto tribología se usó por primera ocasión en Inglaterra en un informe confeccionado por p. jost en el año 1966 este neologismo nace de los vocablos griegas “tribos”, que significa fricción, y “logos”, que significa análisis; utilizándose para destinar la ciencia de las zonas friccionantes, mejor dicho, de las áreas en contacto con desplazamiento relativo entre ellas. los fenómenos que en la práctica de ingeniería se analizaban por separado, de manera considerable en los últimos tiempos al desarrollo de los sistemas mecánicos, ahora la relación disciplinaria lleva a la obtención de sistemas mecánicos costosos en los trabajos de reparación y

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

mantenimiento(cho & park, 2006). lo anterior trae como consecuencia máquinas y conjuntos de baja eficiencia, productividad, durabilidad y confiabilidad (herrera y cunalata, 2019; ebner et al., 2017).

los lubricantes usados y disponibles comercialmente son generalmente aceites minerales formulados con paquetes de aditivos complejos, es decir, aditivos anti-desgaste (aw) / de extrema presión (ep) para cumplir con los exigentes requisitos de los sistemas tribológicos altamente cargados, desarrollando un trabajo en los rangos de todo el régimen de fricción desde el límite hasta la fricción mixta y la fricción del fluido (lubricación elastohidrodinámica, ehl) como se aprecia en la figura 1. Adicionalmente, se estudia los biolubricantes donde el comportamiento deficiente a baja temperatura, la baja estabilidad térmica y a la oxidación, y el rango estrecho de estabilidades disponibles crearán límites entre el biolubricante que se aplicará como buen lubricante. el aceite de palma y la mayoría de los aceites vegetales tienen el potencial de ser las principales fuentes de lubricantes ambientalmente favorables, debido a sus propiedades que mostraron un excelente desempeño de lubricación, biodegradabilidad y también renovabilidad(dandan et al., 2018).

Figura 1: Curva de stribeck que ilustra los regímenes de lubricación de contactos no conformes.



El desempeño de la caja de cambios de la transmisión del automóvil bajo la influencia de la carga, la velocidad de rotación y la lubricación en la superficie de la caja de cambios de varias velocidades son necesarios para visualizar de forma adecuada la aplicación del aceite aplicado(kumar et al., 2020). por otro lado, es preciso analizarse el espesor de película elastohidrodinámica en engranajes helicoidales combinando la formulación de lubricación elastohidrodinámica (ehl) de dowson-higginson con la geometría y la cinemática del engranaje

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

helicoidal. desde la caracterización del espesor de la película y la relación lambda en un engranaje (mordukhovich & anderson, 2002). así mismo, las pérdidas de potencia independientes de la carga (giro) de una caja de engranajes que opera en condiciones de lubricación por inmersión son las condiciones utilizando un par de engranajes helicoidales de mando final de una transmisión automotriz, donde se experimenta diversas temperaturas, profundidades de inmersión y posiciones de piñón en relación con su acoplamiento engranaje (errichello, 1990; musgrave, 1946). las pérdidas se cuantifican debido a la resistencia al arrastre del engranaje, a las cavidades de la malla del engranaje y a los cojinetes y sellos que en la actualidad se siguen estudiando (polly et al., 2017).

El sistema diferencial se evalúa entorno de la lubricación en los engranajes hipoidales que son particulares en los automóviles para esto se toma en cuenta condiciones de funcionamiento dinámicas severas (papay, 1975). las tendencias actuales en el diseño de engranajes hipoidales de los automóviles apuntan hacia una mayor compensación del piñón y menores relaciones de transmisión. estas dos tendencias medias tienen un efecto opuesto sobre el deslizamiento de las marchas y tienden a anularse entre sí. la velocidad de deslizamiento de cualquier conjunto de engranajes en particular habría cambiado considerablemente en los últimos años si los cambios de diseño fueran principalmente en un factor (powell & barton, 1959).

Hoy en día, es necesario revisar recomendaciones para seleccionar el tipo de lubricante, la viscosidad y varias características de aplicación de forma que mejore el comportamiento de los sistemas del tren de potencia y varios temas de interés se presentara en esta investigación

Características de las cajas de cambio

Las transmisiones manuales automotrices con un enfoque especial en la influencia que puede tener el aceite lubricante en la reducción de este evento indeseable como el traqueteo. se ha adoptado una técnica de medición original para las pruebas que consisten en la adquisición del movimiento relativo angular de un par de engranajes mediante dos codificadores de alta resolución. El banco de pruebas experimental diseñado para este análisis ofrece la posibilidad de variar la distancia entre los ejes de las ruedas para poder investigar la influencia de la variación del juego en el fenómeno del traqueteo. los resultados de una serie de experimentos realizados en pares de engranajes helicoidales de una caja de engranajes de automóvil en la condición de "traqueteo de engranajes inactivos" mediante la variación del mecanismo de lubricación (russo

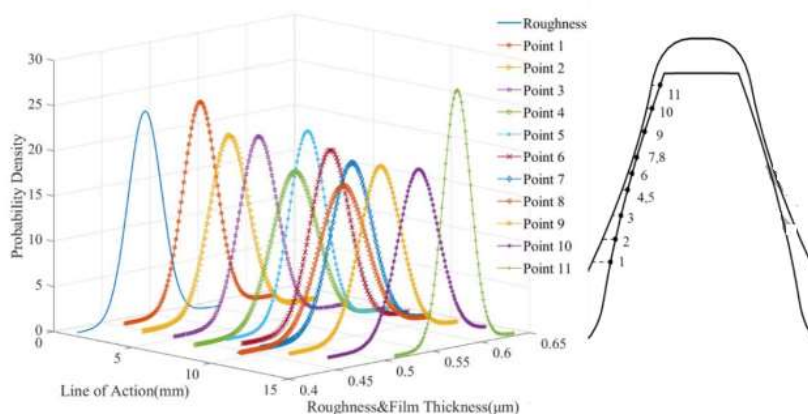
Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

et al., 2009). Mediante fórmulas de aceite óptimas se pueden reducir las pérdidas por fricción, lo que da como resultado datos de mayor eficiencia. Para analizar estas influencias y reducir los efectos, se considera que el engranaje de transmisión es un sistema tribotécnico complejo que consta de diferentes sistemas tribológicos simples, que aportan principalmente a la transmisión de potencia, la disipación de calor, el desarrollo de películas de aceite, y la reducción de fricción (Wienecke & Bartz, 2001)

En los sistemas de transmisión por engranajes, la confiabilidad de la lubricación es esencial para su vida útil. En este artículo se propone un enfoque para predecir la confiabilidad de la lubricación elastohidrodinámica de engranajes (EHL) bajo un par de entrada aleatorio. Se emplea un modelo EHL para obtener la curva de relación de la fuerza de engrane del engranaje y el espesor mínimo de película en diferentes posiciones de la línea activa. Suponiendo que el valor medio de la rugosidad rms combinada de la superficie del engranaje es $0,16 \mu\text{m}$ y la desviación estándar es $0,01$. La figura 2 muestra la distribución de probabilidad de la rugosidad rms y el espesor de la película en 11 puntos. La probabilidad de falla de la lubricación de película completa y parcial se muestra en la tabla 5. La probabilidad de falla de la película completa fue mayor en las regiones desde el perfil de acción inicial hasta el final que en otras, y disminuyó al aumentar el radio de curvatura y la velocidad de arrastre. Era más pequeño en la región del engrane de un solo diente porque la fuerza del engrane era menor en esa área. También revelan la misma posición de fracaso. Cuando la velocidad de rotación disminuyó, la probabilidad de falla de lubricación cambió. Por lo tanto, la probabilidad de falla del engranaje en la región desde el LPSTC hasta la línea de paso era mayor que en el dedendum del piñón. Si aumentaba la velocidad de rotación, aumentaba el espesor mínimo de la película y disminuía la probabilidad de falla. Sin embargo, cuando la velocidad del sistema de engranajes era pequeña durante los procesos de arranque o parada, el modo de lubricación estaría en el límite EHL. El espesor de la película lubricante no aumentaría infinitamente con la velocidad. El esfuerzo cortante dentro de la película de aceite aumentó con la velocidad y

Carga, y si excedía la resistencia a la tensión del lubricante, la lubricación fallaba. La condición de desgaste del engranaje obtenida de la probabilidad de falla es consistente con las observaciones (Pei et al., 2020).

Figura 2: Densidad de probabilidad del espesor de la película y desviación estándar de la rugosidad



Las condiciones de lubricación y el ruido de transmisión de engranajes transmitido donde se muestran los procedimientos para la simulación de otros elementos de la caja de cambios como cojinetes, ejes y carcasa. el enfoque permite la simulación de transmisiones completas, la predicción de las condiciones de lubricación y la determinación directa de

Ruido transmitido por la estructura. se utiliza una transmisión experimental para la validación del modelo. el nivel de ruido transmitido por la estructura y su espectro de frecuencias se miden en una transmisión real, comparados con los simulados y muestran una buena correlación. el modelo se utiliza para investigar la influencia de diferentes parámetros tribológicos, geométricos y operativos para un par de engranajes con ruido y carga. Se presenta el comportamiento dependiente del tiempo de las fuerzas de flanco, características integrales como niveles de excitación y eficiencia para diferentes cargas y la distribución de presiones en los flancos de los dientes. la eficiencia se puede calcular directamente relacionando la potencia de salida con la potencia de entrada. La eficiencia disminuye con el aumento de la viscosidad del aceite. Las diferencias entre las viscosidades se vuelven más pequeñas con una carga más alta porque la influencia de las pérdidas por arrastre independientes de la carga se hace más pequeña. En general, la eficiencia está en un nivel alto. La altura mínima de la brecha cae con la carga y depende en gran medida de la viscosidad. El nivel de excitación y, por lo tanto, el ruido de chillido aumentan inicialmente, luego disminuye a un mínimo de 150 nm y finalmente aumenta de nuevo. teóricamente, el nivel de excitación debería aumentar continuamente con el par de salida porque las fuerzas dinámicas aumentan(peter fietkau & bertsche, 2013)

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

Los diversos tipos de lubricantes base, es decir, aceite mineral, polialfaolefínico y poliglicol en la fricción de engranajes a los cuales se ha aplicado un recubrimiento tipo diamante(dlc) están reduciendo las características de desgaste. Estos tipos de recubrimientos de carbono tipo diamante (dlc) puede clasificarse de carbono amorfo hidrogenado (a-c: h) y de carbono amorfo tetraédrico (ta-c), que pueden doparse con metales o elementos no metálicos. Esta reducción está relacionada con el régimen de humectación de los lubricantes con recubrimiento dlc que recibe los engranajes, encontrando como resultado positivo una reducción máxima de un 20% en la fricción en las pruebas realizadas. Un parámetro importante en la investigación es en espesor o pared deslizante que ofrece entre el lubricante y la superficie del elemento siendo que mientras se haya aumentado el recubrimiento dlc. Las propiedades mecánicas de los aditivos en los lubricantes revestidos y no revestidos de a-c: cr y carbono amorfo hidrogenado ((cr +) a-c: h) tuvo una clara influencia en la experimentación ya que los efectos térmicos y de velocidad se vieron mayor con los lubricantes y elemento que poseían el recubrimiento dlc como se aprecia en la figura 3. Para uno de los lubricantes que era aceite mineral con el recubrimiento dlc al cual se realizó la experimentación mostró en los resultados la mayor reducción en la fricción llegando a un 35% para elementos que requieren operación de alto deslizamiento. con lo cual concluyo que el tipo lubricante y los elementos dopantes que estos pueden tener en la gran mayoría de casos la reducción de fricción va a tener un efecto positivo ya que es lo que se busca para evitar la pérdida de potencia en los sistemas mecánicos(ziegltrum et al., 2018). La figura 4 muestra la reducción relativa derivada del coeficiente de fricción medio del fluido comparando los tipos de revestimientos y lubricantes considerados. la referencia es el engranaje sin recubrimiento con el lubricante min100. Para min100, se calcula una reducción coeficiente del 5% con el recubrimiento dlc (i ↓) y del 28% con el recubrimiento dlc (i ↓↓). Cuando se utiliza el aceite sintético pao100 en lugar de min100 para los engranajes sin recubrimiento, se encuentra una reducción significativa del 48%. La aplicación de los recubrimientos dlc (i ↓) y dlc (i ↓↓) da como resultado una reducción adicional en un 2% y un 7%. la fricción más baja se encuentra para el tipo de lubricante pg100 que muestra una reducción del 64% para los engranajes sin recubrimiento y del 66% y 73% para los engranajes recubiertos con dlc (i ↓) y recubiertos con dlc (i ↓↓), respectivamente. por otro lado, reducir las pérdidas por fricción en el tren de potencia mediante recubrimientos de carbono tipo diamante (dlc) en engranajes de alta carga en condiciones severas de rodadura y deslizamiento a través de los recubrimientos dlc basados en

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

circonio zrcg (a: c-h / zrcg) y el nanocompuesto zrc (a-c: h / zrc) se depositaron mediante deposición física de vapor (pvd). dentro de todo el rango de velocidades circunferenciales y, por lo tanto, todo el régimen de fricción desde el límite hasta la fricción mixta y la fricción del fluido (lubricación elastohidrodinámica , ehl), los engranajes recubiertos con dlc proporcionan una reducción significativa de la fricción en comparación con los engranajes sin recubrimiento(bobzin et al., 2015).

Figura 3. distribución de temperatura para engranajes sin recubrimiento (izquierda) y dlc (i ↓) recubiertos (derecha) para min100, pao100 y pg100 para la mayor pérdida de potencia del engranaje local pvzp (y) a lo largo de la trayectoria de contacto (cerca de b)(ziegltrum et al., 2018).

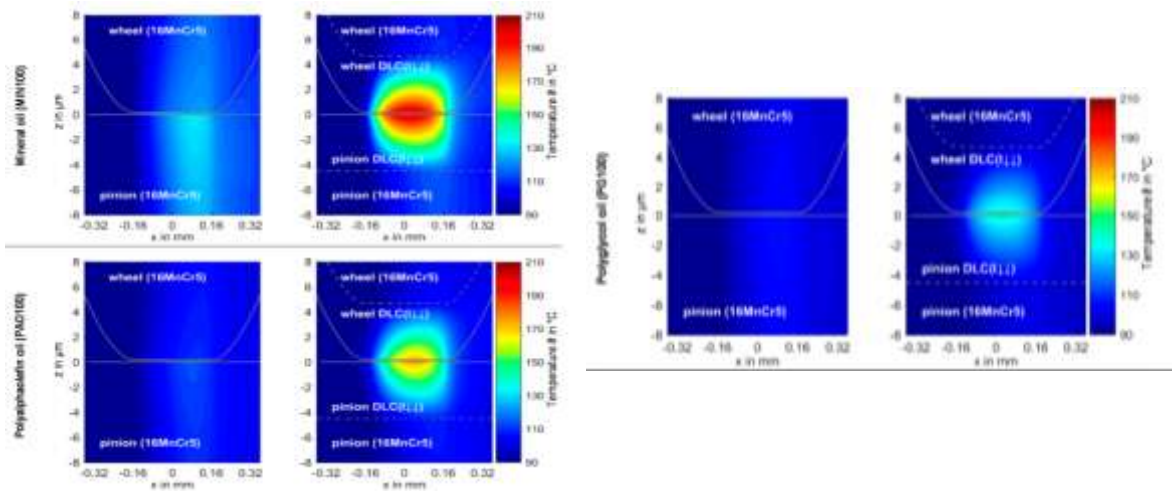
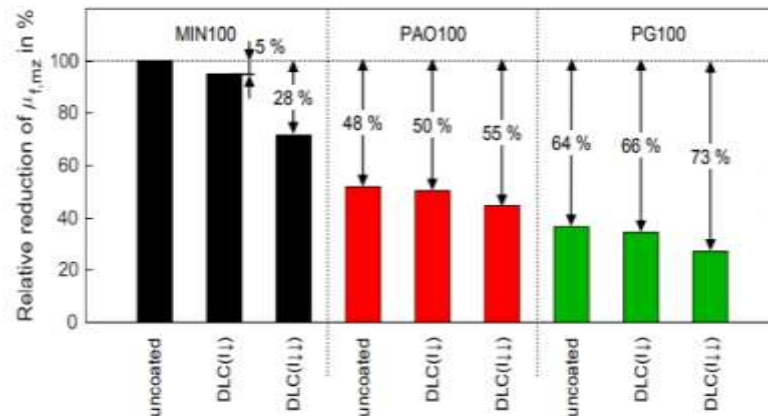


Figura 4. reducción relativa del coeficiente de fricción medio del fluido μ_f, m_z a lo largo de la trayectoria de contacto de los engranajes debido a los tipos de recubrimientos y lubricantes considerados (ziegltrum et al., 2018).



Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

Los anillos sincronizadores pueden moverse libremente en el espacio disponible debido a la vibración torsional. Los sincronizadores que experimentan una mayor aceleración angular chocan con las partes circundantes y se desgastan. El desgaste del revestimiento de carbono del sincronizador reduce el espacio de desgaste a cero. El espacio sin desgaste obstaculiza la funcionalidad del sincronizador y provoca un choque de engranajes. La viscosidad cinemática del aceite tiene una gran influencia en la vibración de la pieza suelta generada por las transmisiones. Para la baja viscosidad, el movimiento del anillo es mayor debido a una menor amortiguación en el contacto del sincronizador (p. Fietkau et al., 2012). El aceite de alta viscosidad tiene una mayor compresibilidad, lo que da como resultado una mayor capacidad de carga. En 65 h de prueba en el banco, el aceite SAE80 tuvo un desgaste de 0,98 mm en comparación con el desgaste de 0,52 mm en el aceite SAE80W90 para la 3ª posición del sincronizador. El desgaste se redujo en el aceite SAE80W90 en comparación con el aceite SAE80 en todas las posiciones del sincronizador de engranajes, como se muestra en la figura 5.

Figura 5: Propiedades de lubricantes de la transmisión

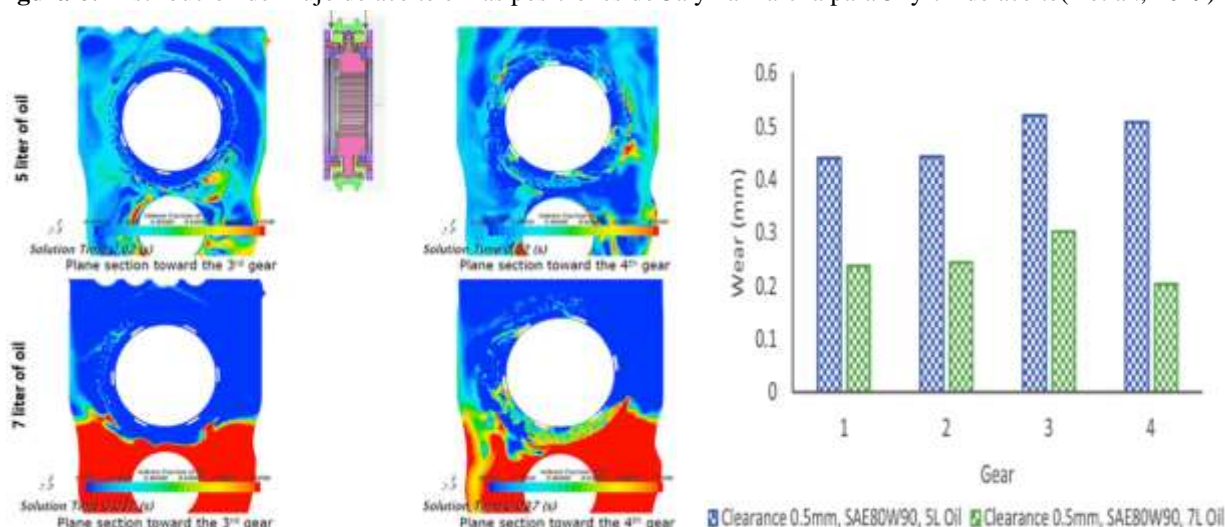
Parameter	SAE80	SAE 80W90
Kinematic viscosity, mm ² /s at 40 °C	74.6	135
Kinematic viscosity, mm ² /s at 100 °C	10.2	16
Base oil density kg/dm ³	0.85	0.88

Se realizó un análisis CFD de la caja de cambios en las posiciones de 3ª y 4ª marcha. El propósito era aumentar la resistencia (reducir la vibración torsional) y mejorar la lubricación / flujo de aceite en los componentes del sincronizador. La pérdida por batido es una pérdida dependiente de la velocidad que producirá un mayor arrastre de la caja de cambios a velocidades más altas, ya que se debe mover una gran cantidad de aceite por unidad de tiempo. El aceite resiste el movimiento de las piezas, amortiguando las vibraciones y los golpes mecánicos. El volumen de aceite en la caja de cambios fue de 5 l. El volumen de aceite se aumentó a 7 l para proporcionar una mayor salpicadura en el espacio de desgaste, una mejor lubricación y amortiguar las vibraciones. El análisis CFD de 5 l mostró menos movimiento de aceite alrededor de los anillos sincronizadores 3º y 4º. El análisis CFD de 7 l reveló que llegaba más aceite al material del revestimiento de fricción en el lado de la 4ª marcha a través de las aberturas de las orejetas del anillo del cuerpo del embrague. La abertura de las orejetas del anillo del cuerpo del embrague en

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

el lado del 3er engranaje estaba cubierta por el 3er engranaje más grande, por lo que menos cantidad de aceite llegaba al material de revestimiento como se muestra en la figura 6. El cuarto engranaje del contraeje tenía un diámetro más grande y tenía una mayor profundidad de inmersión en el aceite en comparación con la 3ª marcha. extrajo más aceite y creó más salpicaduras y agitó más el baño de aceite(hartono et al., 2013). En el banco de prueba de 65 h, el 3er sincronizador tuvo un desgaste de 0,52 mm en la caja de cambios de 5 l y el desgaste se redujo a 0,3 mm en la caja de cambios de 7 l. para el 4engranaje el desgaste fue de 0,5 mm en la 3ª marcha y el desgaste se redujo a 0,2 mm en la caja de cambios de aceite de 7 l como se muestra en la figura 6der. esta reducción del desgaste se produjo debido al mayor nivel de aceite y mayor agitación de aceite(k et al., 2019).

Figura 6: Distribución del flujo de aceite en las posiciones de 3a y 4a marcha para 5 ly 7 l de aceite(k et al., 2019)

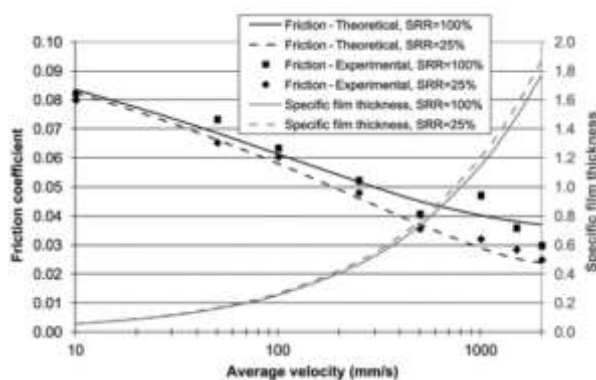


La lubricación que tienen lugar en contactos no conformes altamente cargados, 1-3 como los que ocurren en engranajes, cojinetes de contacto rodante, levas y taqués. Estos contactos pueden operar en lubricación elastohidrodinámica cuando hay una separación completa de superficies, lo que resulta en una lubricación de película fluida.la lubricación se produce en estas condiciones y las interacciones fisicoquímicas entre las superficies conducen a un aumento del coeficiente de fricción. Han sido desarrollados para predecir el coeficiente de fricción (o tracción) y otros parámetros de interés en contactos no conformados bajo lubricación mixta, con niveles crecientes de precisión y complejidad. Se han realizado pruebas con tribómetros para medir el coeficiente de fricción en superficies no conformes tanto para contactos puntuales como lineales. esto

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

permite verificar los resultados del modelo en una amplia gama de condiciones experimentales que influyen en las condiciones de lubricación. se ha encontrado una precisión razonablemente buena en los resultados obtenidos, lo que combinado con una simplicidad de uso confiere al modelo una alta utilidad práctica para estimaciones aproximadas del coeficiente de fricción bajo lubricación mixta (echávarri otero et al., 2017). Asimismo, el modelo se puede utilizar para predecir el coeficiente de fricción en los contactos de línea y la figura 7 muestra una buena concordancia con los resultados experimentales en la tpm. En este caso, no se logra una lubricación completa de la película de fluido a medida que aumenta la velocidad debido a la mayor rugosidad de las muestras (srr).

Figura 7: Análisis de la correlación entre resultados teóricos y experimentales para un contacto de línea lubricado con pao-6 a 80 ° c y 100 n / mm para diferentes srr.

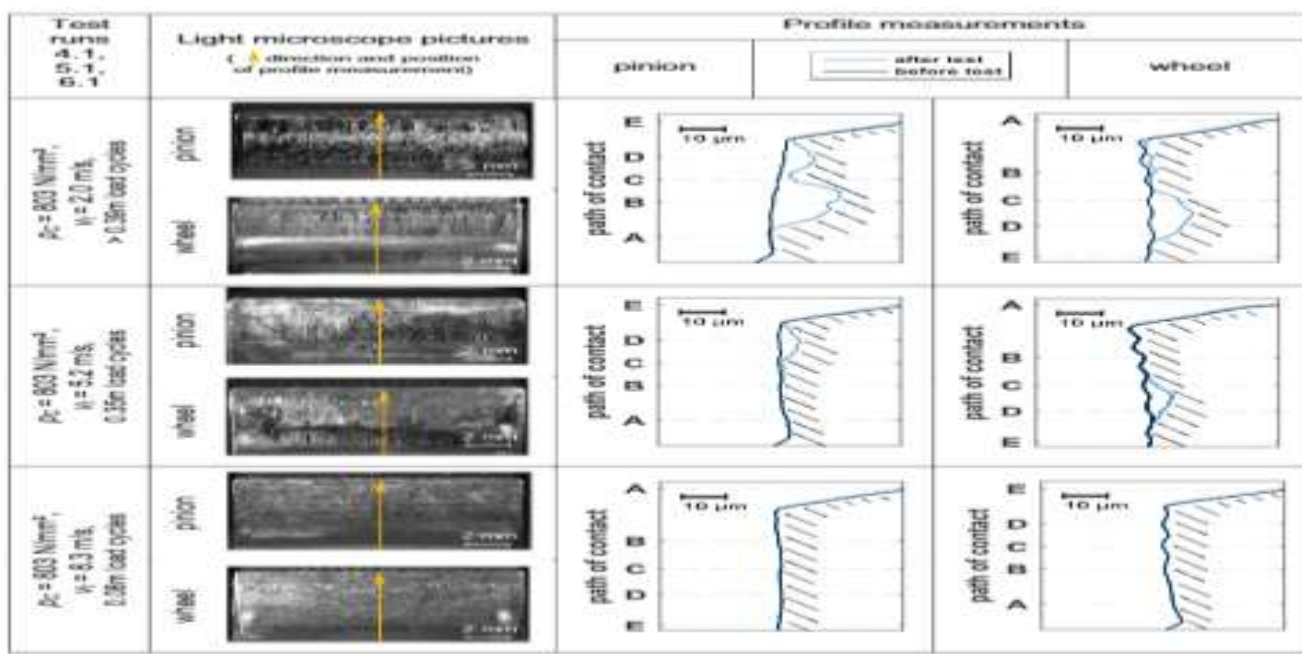


El término auto lubricación se denomina aceite que sangra del engranaje sinterizado de poros abiertos y proporciona lubricación al contacto del engranaje. Los experimentos se llevaron a cabo en el banco de pruebas de engranajes de eficiencia fzg. El coeficiente de fricción medio muestra el orden de magnitud de los engranajes lubricados externamente. Como la disipación de calor del auto lubricación es limitada, las temperaturas a granel y los límites de carga térmica influyen significativamente en el comportamiento operativo. El coeficiente medio de fricción en el contacto del engranaje se obtuvo a partir de las mediciones de pérdida de par. Los resultados confirman que los sistemas tribológicos auto lubricantes con materiales sinterizados impregnados de aceite se pueden transferir de los equipos de prueba de modelos a los engranajes. en la figura 8 se muestra una comparación de los flancos de los dientes representativos después de las pruebas, mediante imágenes de microscopio óptico y mediciones del perfil en el medio del diente. en cuanto a los engranajes de prueba considerados tipo c-mod, un diente específico del piñón

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

siempre engrana con los mismos tres dientes específicos de la rueda; se muestra una de las combinaciones correspondientes de flancos de dientes de engranajes del piñón y la rueda. aunque la ejecución de la prueba $a_{pc} = 803 \text{ n} / \text{mm}^2$ y $v_t = 2.0 \text{ m} / \text{s}$ logra un comportamiento operativo casi estacionario, las desviaciones del perfil son mucho más altas en comparación con las ejecuciones de prueba a velocidades más altas de $v_t = 5.2 \text{ m} / \text{s}$ y $v_t = 8.3 \text{ m} / \text{s}$. las desviaciones de perfil para piñón y rueda son más grandes en las áreas dedendum con deslizamiento negativo. las fotografías de los flancos muestran el patrón de desgaste claro probablemente superpuesto por algún desgaste adhesivo, siendo claramente evidente la ubicación del punto de paso en las fotografías de los flancos. a medida que aumenta la velocidad, el desgaste de los flancos de los engranajes parece disminuir; sin embargo, en la figura 8 se muestran diferentes tiempos de ejecución. Para la prueba de funcionamiento a $p_c = 803 \text{ n} / \text{mm}^2$ y $v_t = 8,3 \text{ m} / \text{s}$, los flancos de los engranajes no muestran desviación de perfil mediante mediciones de perfil. Las fotos de la superficie, por otro lado, muestran varios marcadores. por tanto, los flancos de los dientes después de las pruebas de funcionamiento muestran un desgaste parcialmente perceptible (ebner et al., 2017).

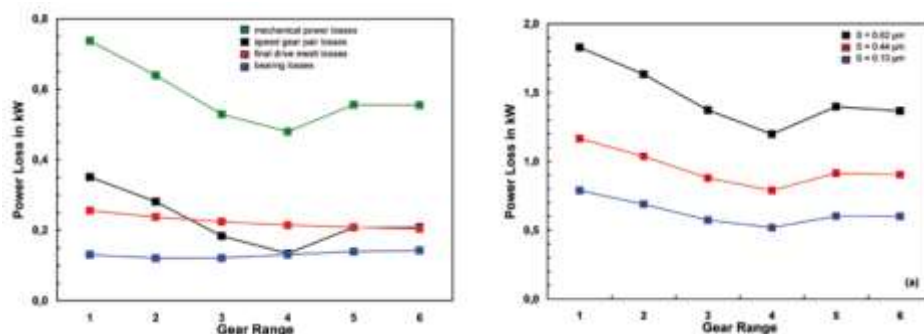
Figura 8: Imágenes del microscopio óptico después de las pruebas y las mediciones de los perfiles antes y después de las pruebas 4.1, 5.1 y 6.1 ($v_t = 5,2 \text{ m} / \text{s}$, $v_t = 2,0 \text{ m} / \text{s}$ / arena $v_t = 8,3 \text{ m} / \text{s}$ / $s_{forpc} = 803 \text{ n} / \text{mm}^2$, $f_{va3} + p_d$)



Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

Es fundamental la dinámica de los engranajes de impacto es sin duda el camino a seguir para encontrar una solución a la causa raíz para comprender las interacciones entre los engranajes de la transmisión durante las condiciones de ralentí del motor teniendo en cuenta el efecto de la lubricación. las superficies de impacto de engranajes se tratan como conjunciones lubricadas en lugar de los sólidos de impacto secos que se informan habitualmente. Dependiendo de la carga y la velocidad del movimiento de arrastre del lubricante en los dominios de contacto, el régimen de lubricación se altera. se muestra que la película de lubricante en estas condiciones se comporta como un elemento amortiguador de resorte no lineal que varía con el tiempo (Theodossiadis et al., 2007). También se han evaluado varias formulaciones para representar esfuerzos relacionados con el lubricante en transmisiones de engranajes sometidas a niveles de torque reducidos. en estas condiciones, el régimen de lubricación es hidrodinámico y el comportamiento dinámico de los contactos puede ocurrir en diferentes escenarios dependiendo tanto de las propiedades del lubricante como de las condiciones de operación. Como resultado, las fuerzas hidrodinámicas obtenidas por formulaciones que consideran este aspecto (rahnejat y gill-jeong) son lo suficientemente altas como para evitar el contacto entre perfiles cuando se aplican velocidades medias. Además, el enfoque de gill-jeong proporciona resultados mucho más diferentes de las otras formulaciones. la evaluación más profunda de esta formulación lleva a la conclusión de que cuando la velocidad de arrastre tiene un orden de magnitud mayor que la velocidad de compresión, el arco tangente de su formulación prevalece sobre el término de compresión (fernandez-del-rincon et al., 2019).

Figura 9a: componentes de las pérdidas de potencia mecánica y 9b influencia de (a) la rugosidad de la superficie s (rosander et al., 2008)

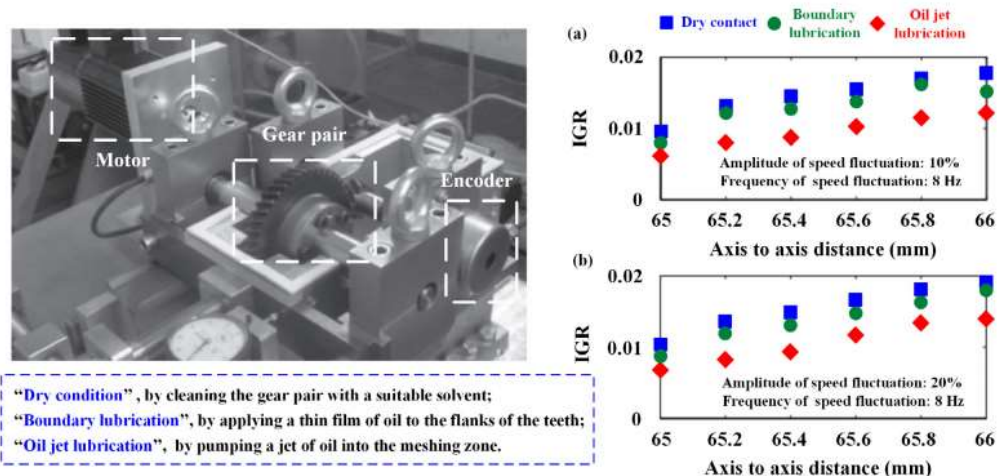


Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

Las pérdidas de potencia individuales de las marchas de engranajes se combinan en un modelo de eficiencia basado en la teoría de la lubricación elastohidrodinámica con las pérdidas de los cojinetes para determinar las pérdidas de potencia mecánicas totales de la transmisión. el modelo se utilizó para predecir las pérdidas de potencia mecánica de la transmisión manual de seis velocidades f40. Se demostró que estas predicciones concuerdan bien con las mediciones de pérdida de potencia de la misma transmisión. En la figura 9 se aprecia el comportamiento de las marchas y la pérdida de potencia mecánica total para el caso de $r = 80^\circ$ y $t = 100$ nm, $s = 0,56$ μ m, $\omega = 4000$ rpm. Aquí, se observa que la pérdida de potencia en las marchas del mando final experimenta una ligera disminución lineal a medida que aumenta g. también se observa que la pérdida de potencia mecánica del par de engranajes de velocidad disminuye a medida que la transmisión se desplaza hacia arriba desde la 1ª marcha a la cuarta marcha, aumentando más allá de la de la quinta marcha en adelante. esto se debe principalmente al hecho de que cada rango de engranajes implica un par de engranajes de velocidad completamente diferente que tiene su propia relación de velocidad y geometría. En la parte b) de la figura 9, la influencia de la rugosidad de la superficie en la pérdida de potencia mecánica pm de la transmisión f40 se muestra en $r = 80^\circ$, $t = 100$ nm y $\omega = 4000$ rpm. de donde la figura 9b, se observa que pm se reduce en un 40 a 50% al reducir la rugosidad de la superficie compuesta de los pares de engranajes de $s = 0.62$ nm (un valor típico para un par de engranajes de tierra) a $s = 0.1$ nm con las reducciones de pm oscilan entre 0,45 kw en el primer rango de marcha y 0,25 kw en el cuarto rango de marcha (rosander et al., 2008).

La vibración de los engranajes generalmente se genera a partir del engranaje de los dientes del engranaje en presencia de juego bajo condiciones de carga o descarga ligera, y el impacto de la lubricación no puede despreciarse (liu et al., 2020). russo et al., estudió experimentalmente el efecto del aceite lubricante en el traqueteo inactivo en transmisiones manuales automotrices. la figura 10 ilustra la disposición del banco de pruebas y las mediciones del índice de vibración de engranajes (igr) en condiciones de contacto seco, lubricación límite y lubricación por chorro de aceite. llegaron a la conclusión de que descuidar la amortiguación del lubricante conduce a una sobreestimación del problema de la vibración, lo que indica que la amortiguación reduce las vibraciones de la vibración (russo et al., 2009).

Figura 10: plataforma experimental y resultados para el índice de vibración de engranajes (igr) en condiciones de contacto seco, lubricación límite y lubricación por chorro de aceite(russo et al., 2009).



lubricación en el sistema diferencial

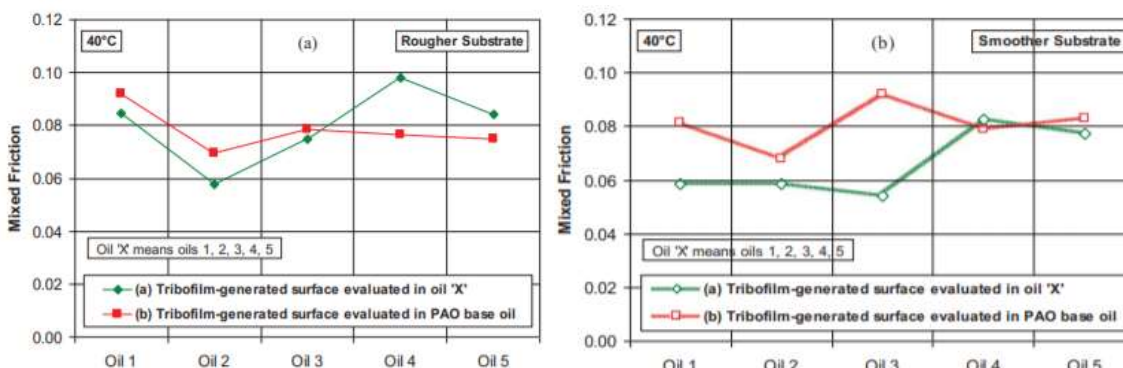
Primeramente se presenta los resultados de una investigación experimental de carga de engranajes y un estudio analítico del deslizamiento de engranajes en condiciones de operación de laboratorio y de campo, tanto en automóviles como en camiones(antoni, 2014). de estos puntos de vista se aprecia los aumentos en la desviación del piñón y la relación de transmisión tienden a aumentar la velocidad de deslizamiento de los engranajes hipoidales(powell & barton, 1959). también es importante proporcionar una lubricación eficiente y el acabado superficial necesario a tales contactos de engranajes hipoidales para lograr una ganancia significativa en la eficiencia energética y del par(stump et al., 2018). Esto requiere el conocimiento del comportamiento de los aceites para engranajes bajo diferentes condiciones de operación, especialmente su capacidad para trabajar bajo alta presión de contacto y condiciones de deslizamiento como se aprecia en la figura 11. a la luz de esto y con el fin de optimizar la fricción en los sistemas de transmisión, la influencia de la rugosidad de la superficie en la fricción en un régimen de lubricación mixta en la figura 12, desde la exploración de la respuesta de fricción de las superficies generadas por capa de lubricación con aceite base y destaca la importancia con los 4 lubricantes(vengudusamy et al., 2014).

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

Figura 11: propiedades y composición de los aceites para engranajes investigados. (coeficiente presión-viscosidad; índice de viscosidad; modificadores de fricción orgánicos; mejoradores del índice de viscosidad) (vengudusamy et al., 2014).

Oil No.	Lubricant Type	Kinematic Viscosity, ν (cSt)		α^a at 100°C (GPa ⁻¹)	Chemical Composition/Additive Packages				
		40°C	100°C		VI ^b	P (mg/kg)	S (mg/kg)	OFM ^c	VII ^d (wt%)
1	Semisynthetic (GL-4, SAE 75W-80)	59.0	10.0	9.0	155	570	2,400	None	10-15
2	Ester-blended synthetic 1 (GL-5, SAE 75W-85)	60.6	11.5	9.2	188	3,800	15,500	Yes	None
3	Ester-blended synthetic 2 (GL-4, SAE 75W-90)	92.8	15.5	10	180	1,100	18,000	None	None
4	Mineral 1 (GL-4, SAE 85)	112.2	12.0	14	92	600	16,000	Yes	None
5	Mineral 2 (GL-5, SAE 85W-90)	200.6	19.0	15	95	2,500	36,000	Yes	None

Figura 12: coeficientes de fricción mixtos de superficies generadas por tribofilm con aceites para engranajes y aceite base PAO para (a) sustratos más rugosos y (b) más lisos. Se trazan líneas para guiar los ojos. (vengudusamy et al., 2014).

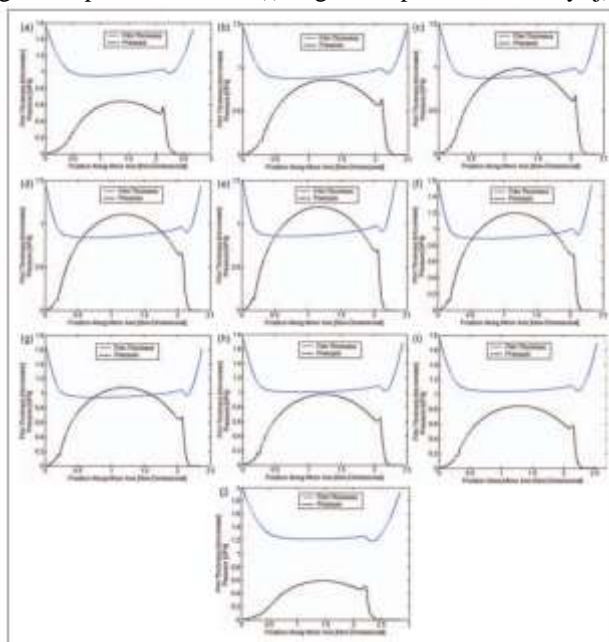


En suma, el análisis de contacto de los dientes (tca) se utiliza para obtener los parámetros geométricos, cinemáticos y de malla adecuados. Estos permiten la evaluación de las cargas de contacto, el espesor de la película y la fricción para pares de dientes conjugados, que están sujetos a termoeléctricos mixtos en régimen elastohidrodinámico de lubricación. se muestra que el lubricante sufre un cizallamiento no newtoniano de acuerdo con el régimen de tracción de eyring. También se muestra que la separación por contacto de los dientes se produce cuando se observan las condiciones de resonancia. esto se considera la principal causa de raíz de un fenómeno de ruido y vibración, conocido como silbido del eje(karagiannis et al., 2012). por otro lado, la eficiencia de la transmisión, así como los problemas de ruido y vibración, requieren un análisis combinado elastohidrodinámico y de contacto de los dientes de los pares de dientes de los engranajes hipoidales a través de la malla. en particular, los contactos de los pares de dientes están sujetos a cargas significativas del orden de varios kilos newtons que requieren una solución

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

al problema de la lubricación elastohidrodinámica con cargas tan elevadas. el análisis actual informa soluciones para la elastohidrodinámica de rodadura y deslizamiento de pares de dientes de engranajes hipoidales con pares de accionamiento realistas, también en la figura 13 se presenta el comportamiento de la presión y el espesor de película alrededor del contacto entre engranajes (mahdi mohammadpour et al., 2012). por otra parte, se desea mejorar el ehl mixto y la eficiencia de los engranajes hipoides fresados. Para ello el sistema de ecuaciones y el procedimiento numérico están unificados para una cobertura completa de todas las regiones de lubricación, incluida la lubricación de película completa, mixta y límite. En las áreas de contacto de aspereza, la ecuación de reynolds se reduce a una expresión equivalente a la descripción matemática del problema de contacto seco. se aplican la geometría y la cinemática reales del par de engranajes según el procedimiento de fabricación; por lo tanto, la separación geométrica exacta de las superficies de los dientes coincidentes se incluye en la forma de la película de aceite, y las velocidades reales de estas superficies se utilizan en las ecuaciones de reynolds y de energía. se incluyen la variación de la viscosidad del aceite con respecto a la presión y la temperatura y la variación de la densidad con respecto a la presión(simon, 2020)

Figura 13: distribución de la presión y espesor de la película a lo largo del eje menor de la elipse de contacto durante un ciclo de mado: (a) ángulo del piñón de 0.503, (b) ángulo de piñón de 0.581, (c) ángulo de piñón de 0.675, (d) ángulo de piñón de 0.770, (e) ángulo de piñón de 0.864, (f) ángulo de piñón de 0.958, (g) ángulo de piñón de 1.052, (h) ángulo de piñón de 1.147, (i) ángulo de piñón de 1.241 y (j) ángulo de piñón de 1.335.



particularmente, se examinan el espesor de la película y la distribución de la tensión debajo de la superficie en un par de engranajes hipoidales diferenciales de automoción muy cargados (mahdi mohammadpour et al., 2013). Las condiciones de contacto predichas por la dinámica de engranajes se utilizan como entrada para el análisis de contacto de punto elíptico elastohidrodinámico. El espesor de la película lubricante, la presión correspondiente y las distribuciones de tracción superficial se obtienen de forma casi estática utilizando la carga de salida del modelo dinámico de par de engranajes. se observa el efecto de la asimetría causado por el pico de presión en la parte posterior del contacto en el campo de tensión debajo de la superficie, aunque esto es bastante marginal debido a la magnitud reducida del pico de presión generado. otra observación importante es que el tamaño reducido del pico de presión presagia una desviación de la elastohidrodinámica (paouris et al., 2016). Por otra parte, es importante tener en cuenta la fuga lateral del lubricante desde el contacto como resultado del arrastre de lubricante en un ángulo con la huella del contacto elíptico. En los engranajes hipoidales, las cargas elevadas dan como resultado un comportamiento no newtoniano del lubricante, que puede superar su esfuerzo cortante limitante. Esto da como resultado condiciones que se desvían del comportamiento de tracción experimental observado. Como resultado destaca un modelo de cizallamiento no newtoniano, que limita el comportamiento de cizallamiento del lubricante. la predicción de la fricción y la eficiencia de la transmisión está en línea con las reportadas en la literatura (m. mohammadpour et al., 2014).

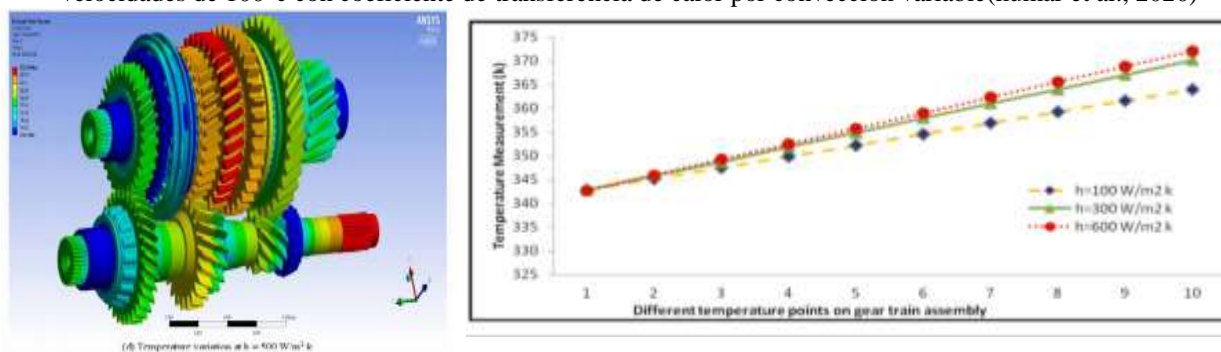
Innovaciones en el análisis tribológico de los sistemas automotrices

La lubricación en la transmisión de varias velocidades está sujeta a lubricación termoelastohidrodinámica. El estudio termo mecánico del rendimiento del sistema de transmisión de varias velocidades (4 velocidades, excluida la marcha atrás), que combina el análisis de la estructura transitoria del conjunto del tren de engranajes. En el análisis térmico de estado estacionario se consideró el efecto del calentamiento del aceite de engranajes como se aprecia en la figura 14. La temperatura del aceite de cambio varía entre (-18 a 100) °c. Cuando el vehículo está funcionando a 1500 rpm y 245 nm cargando, la temperatura del aceite de cambio puede variar (70-100) °c. La variación de la temperatura del aceite de engranajes es un problema altamente no lineal que depende totalmente de las condiciones de operación y la carga. para

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

simular el calentamiento del aceite de engranajes, se aplicó una temperatura isotérmica constante con un coeficiente de transferencia de calor convectivo promedio variable (100-600) w/m^2k . se ha supuesto que la neblina de aceite del engranaje de aire dentro de la transmisión se encuentra en estado estable, en equilibrio isotérmico con el baño de lubricante del engranaje de la transmisión. el estudio recomienda el uso del aceite para engranajes sae 80w-90 como lubricante de la caja de cambios, para enfriar la caja de cambios de la transmisión para un alto rendimiento (kumar et al., 2020)

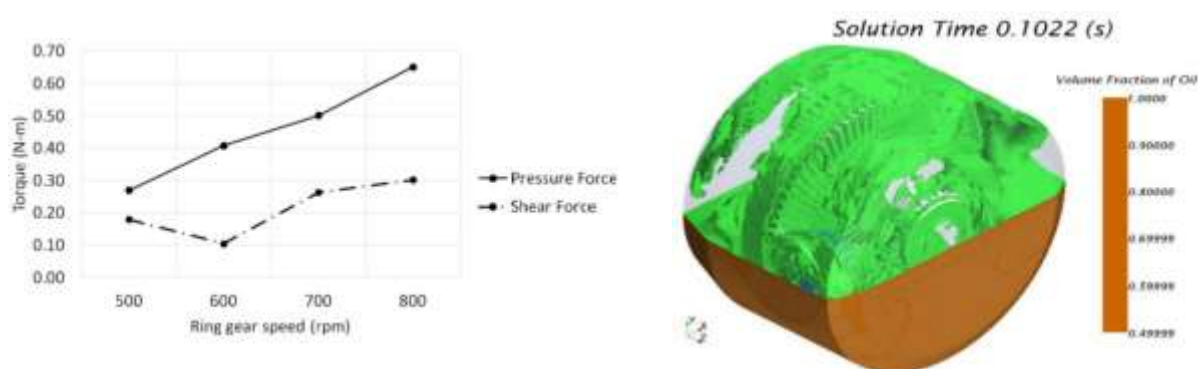
Figura 14 izq: Variación del perfil de temperatura en la superficie de la caja de cambios - temperatura del baño de aceite de engranajes isotérmico; der. variaciones de temperatura de la superficie de la caja de cambios en diferentes puntos de la temperatura del baño de aceite de engranajes isotérmicos de transmisión de varias velocidades de $100^{\circ}c$ con coeficiente de transferencia de calor por convección variable(kumar et al., 2020)



La lubricación eficaz del sistema diferencial asegura que se evita el contacto de metal con metal entre los engranajes. para el sistema de lubricación por inmersión, el uso de aceite lubricante conduce a una pérdida de potencia de transmisión, y la pérdida aumenta al aumentar las velocidades de rotación. es importante predecir y comprender la pérdida de transmisión dentro del sistema diferencial, ya que proporciona un medio para aumentar la eficiencia de transmisión de potencia. además, proporciona información para optimizar los métodos de lubricación, el perfil de los engranajes y las carcasas de los engranajes. la diferencia en el consumo de energía total para el sistema diferencial con la familia de engranajes ciegos en comparación con el caso posterior es causada por la pérdida de potencia de giro debido al sistema diferencial real. dado que la interacción del aire y el aceite lubricante con los engranajes capturados durante la simulación cfd en estado inestable, la pérdida de potencia debida al viento y las pérdidas por

batido de aceite. La figura 15 muestra la variación de dos fuerzas con respecto a la velocidad. Se observa que el par debido a las fuerzas de presión aumenta linealmente y tiene una influencia considerable en los valores de potencia. la fuerza de corte también tiene su contribución, pero es relativamente baja a medida que aumenta la velocidad (renjith et al., 2015).

Figura 15: comparación de los componentes de par de la corona y componentes del sistema diferencial (renjith et al., 2015)



Conclusiones y recomendaciones

En este una mayor calidad de lubricación mejora el rendimiento de la transmisión por engranajes. para ello, es necesaria una renovación frecuente del lubricante y una cantidad suficiente de aceite que llegue a las zonas de contacto con los dientes.

Referentes bibliograficos

1. antoni, g. (2014). on the mechanical friction losses occurring in automotive differential gearboxes. *the scientific world journal*, 2014. <https://doi.org/10.1155/2014/523281>
2. bobzin, k., brögelmann, t., stahl, k., stemplinger, j. p., mayer, j., & hinterstoißer, m. (2015). influence of wetting and thermophysical properties of diamond-like carbon coatings on the frictional behavior in automobile gearboxes under elasto-hydrodynamic lubrication. *surface and coatings technology*, 284, 290–301. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2015.06.087>

3. cho, y. s., & park, h. s. (2006). decision of lubricated friction conditions for materials of automobile transmission gear using neural network. *journal of mechanical science and technology*, 20(5), 583–590. <https://doi.org/10.1007/bf02915975>
4. dandan, m. a., aiman wan yahaya, w. m., samion, s., & musa, m. n. (2018). a comprehensive review on palm oil and the challenges using vegetable oil as lubricant base-stock. *journal of advanced research in fluid mechanics and thermal sciences*, 52(2), 182–197.
5. ebner, m., lohner, t., michaelis, k., hohn, b. r., & stahl, k. (2017). self-lubricating gears with oil-impregnated sintered materials. *vdi berichte*, 2017(2294), 1664–1675. <https://doi.org/10.51202/9783181022948-17>
6. echávarri otero, j., de la guerra ochoa, e., chacón tanarro, e., & del río lópez, b. (2017). friction coefficient in mixed lubrication: a simplified analytical approach for highly loaded non-conformal contacts. *advances in mechanical engineering*, 9(7). <https://doi.org/10.1177/1687814017706266>
7. errichello, r. (1990). lubrication of gears. *lubrication engineering*, 46(4), 231–237. https://doi.org/10.1299/jsmemag.58.432_14
8. fernandez-del-rincon, a., diez-ibarbia, a., & theodossiades, s. (2019). gear transmission rattle: assessment of meshing forces under hydrodynamic lubrication. *applied acoustics*, 144, 85–95. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.04.001>
9. fietkau, p., baumann, a., & bertsche, b. (2012). simulation of passenger car synchronizer ring movement during rattling. *proceedings of the institution of mechanical engineers, part k: journal of multi-body dynamics*, 226(1). <https://doi.org/10.1177/1464419311428394>
10. fietkau, peter, & bertsche, b. (2013). influence of tribological and geometrical parameters on lubrication conditions and noise of gear transmissions. *mechanism and machine theory*, 69, 303–320. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.06.007>
11. hartono, e. a., golubev, m., & chernoray, v. (2013). piv study of fluid flow inside a gearbox. *10th international symposium on particle image velocimetry -piv13*, 810.
12. k, b., g, d., paul, j., s, r., & jamadade, g. (2019). analysis of automotive transmission gearbox synchronizer wear due to torsional vibration and the parameters influencing

- wear reduction. *engineering failure analysis*, 105, 427–443.
<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.06.084>
13. karagiannis, i., theodossiades, s., & rahnejat, h. (2012). on the dynamics of lubricated hypoid gears. *mechanism and machine theory*, 48(1), 94–120.
<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.08.012>
14. kumar, a., gori, y., & patil, p. p. (2020). *finite element analysis-based thermo-mechanical performance study of heavy vehicle medium duty transmission gearbox* (pp. 322–336). <https://doi.org/10.4018/978-1-7998-4939-1.ch015>
15. liu, h., liu, h., zhu, c., & parker, r. g. (2020). effects of lubrication on gear performance: a review. in *mechanism and machine theory* (vol. 145).
<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.103701>
16. mohammadpour, m., theodossiades, s., rahnejat, h., & saunders, t. (2014). non-newtonian mixed elastohydrodynamics of differential hypoid gears at high loads. *meccanica*, 49(5), 1115–1138. <https://doi.org/10.1007/s11012-013-9857-x>
17. mohammadpour, mahdi, theodossiades, s., & rahnejat, h. (2012). elastohydrodynamic lubrication of hypoid gear pairs at high loads. *proceedings of the institution of mechanical engineers, part j: journal of engineering tribology*, 226(3), 183–198.
<https://doi.org/10.1177/1350650111431027>
18. mohammadpour, mahdi, theodossiades, s., & rahnejat, h. (2013). tribo-dynamics of differential hypoid gears. *proceedings of the asme design engineering technical conference*, 5. <https://doi.org/10.1115/detc2013-12890>
19. mordukhovich, g., & anderson, n. (2002). lubrication in helical gears. *tribotest*, 9(1), 57–68. <https://doi.org/10.1002/tt.3020090107>
20. musgrave, f. f. (1946). the development and lubrication of the automotive hypoid gear. *j. inst. pet*, 32, 32–44.
21. paouris, l., theodossiades, s., de la cruz, m., rahnejat, h., kidson, a., hunt, g., & barton, w. (2016). lubrication analysis and sub-surface stress field of an automotive differential hypoid gear pair under dynamic loading. *proceedings of the institution of mechanical engineers, part c: journal of mechanical engineering science*, 230(7–8), 1183–1197. <https://doi.org/10.1177/0954406215608893>

22. papay, a. g. (1975). gear lubricant additive technology. in *n.l.g.i. spokesman* (vol. 39, issue 6).
23. pei, j., han, x., & tao, y. (2020). a reliability analysis method for gear elastohydrodynamic lubrication under stochastic load. *tribology transactions*, 63(5), 879–890. <https://doi.org/10.1080/10402004.2020.1767251>
24. polly, j., talbot, d., kahraman, a., singh, a., & xu, h. (2017). an experimental investigation of churning power losses of a gearbox. *proceedings of the asme design engineering technical conference*, 10. <https://doi.org/10.1115/detc201768345>
25. powell, d. l., & barton, h. r. (1959). analytical study of surface loading and sliding velocity of automotive hypoid gears. *asle transactions*, 2(2), 173–183. <https://doi.org/10.1080/05698195908972368>
26. renjith, s., srinivasa, v. k., & shome, b. (2015). cfd based prediction of spin power loss of automotive differential system. *sae international journal of commercial vehicles*, 8(2), 460–466. <https://doi.org/10.4271/2015-01-2783>
27. rosander, p., bednarek, g., seetharaman, s., & kahraman, a. (2008). development of an efficiency model for manual transmissions. *atz worldwide*, 110(4), 36–43. <https://doi.org/10.1007/bf03225001>
28. russo, r., brancati, r., & rocca, e. (2009). experimental investigations about the influence of oil lubricant between teeth on the gear rattle phenomenon. *journal of sound and vibration*, 321(3–5), 647–661. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2008.10.008>
29. simon, v. v. (2020). improvements in the mixed elastohydrodynamic lubrication and in the efficiency of hypoid gears. *proceedings of the institution of mechanical engineers, part j: journal of engineering tribology*, 234(6), 795–810. <https://doi.org/10.1177/1350650119866027>
30. stump, b. c., zhou, y., viola, m. b., xu, h., parten, r. j., & qu, j. (2018). a rolling-sliding bench test for investigating rear axle lubrication. *tribology international*, 121, 450–459. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.01.058>
31. theodossiades, s., tangasawi, o., & rahnejat, h. (2007). gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. *journal of sound and vibration*, 303(3–5), 632–658. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.01.034>

Caracterización tribológica en combinación con varios aceites y aditivos lubricantes en sistemas automotrices

32. vengudusamy, b., grafl, a., novotny-farkas, f., & schöfmann, w. (2014). influence of surface roughness on the tribological behavior of gear oils in steel-steel contacts: part ii-mixed friction properties. *tribology transactions*, 57(4), 561–569. <https://doi.org/10.1080/10402004.2014.884255>
33. wienecke, d., & bartz, w. j. (2001). automobile transmission gears as tribological systems. *tribology transactions*, 44(3), 484–488. <https://doi.org/10.1080/10402000108982485>
34. ziegler, a., lohner, t., & stahl, k. (2018). tehl simulation on the influence of lubricants on the frictional losses of dlc coated gears. *lubricants*, 6(1). <https://doi.org/10.3390/lubricants6010017>

©2020 por los autores. Este artículo es de acceso abierto y distribuido según los términos y condiciones de la licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0)

(<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>).