



# Caracterización térmica del comportamiento piezoviscoso de un lubricante en un tribómetro

Enrique Chacón-Tanarro<sup>1</sup>, Javier Echávarri-Otero<sup>1</sup>, Francisco Franco-Martínez<sup>1</sup>,  
Adrián López-Arrabal<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Grupo de Investigación en Ingeniería de Máquinas, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica de Madrid, [e.chacon@upm.es](mailto:e.chacon@upm.es), [javier.echavarri@upm.es](mailto:javier.echavarri@upm.es), [francisco.franco@upm.es](mailto:francisco.franco@upm.es), [adrian.lopez.arrabal@upm.es](mailto:adrian.lopez.arrabal@upm.es)

---

*La correcta caracterización del coeficiente piezoviscoso de un lubricante en las condiciones de presión y temperatura de trabajo de los contactos elastohidrodinámicos resulta muy compleja. Esto se debe fundamentalmente a que los equipos experimentales actuales de medida directa de la viscosidad son escasos y limitados para esas condiciones de trabajo tan extremas. Por otro lado, el conocimiento del comportamiento del coeficiente piezoviscoso es comúnmente requerido en los métodos precisos de cálculo analítico y numérico de transmisiones por engranajes, rodamientos, levas... Por este motivo, resulta de gran interés científico y para la industria del lubricante, el desarrollo de nuevas metodologías alternativas que permitan caracterizar los lubricantes bajo condiciones tan extremas de trabajo.*

*Los autores de este trabajo ya han presentado con anterioridad una metodología simplificada para la caracterización del coeficiente piezoviscoso, donde se emplean resultados experimentales obtenidos en tribómetros de uso extendido en laboratorios con capacidad de medir el espesor de película del lubricante (EHD) y el coeficiente de fricción del contacto (MTM). Estos resultados son empleados en la resolución inversa de expresiones presentes en la literatura que permiten caracterizar, a nivel teórico, el comportamiento del espesor de película y coeficiente de fricción de los contactos elastohidrodinámicos, obteniendo finalmente el comportamiento del coeficiente piezoviscoso del lubricante ensayado frente a la presión y la temperatura.*

*El objetivo de este artículo es presentar una metodología de cálculo que integra modelos más precisos de los factores correctivos térmicos y de comportamiento no-newtoniano, que afectan al cálculo teórico del espesor de película. También se comparan distintas expresiones analíticas para la obtención de dichos factores y el espesor de película, quedándose con las que ofrecen mejores resultados. La metodología es validada para una base sintética PAO-100.*

---

## 1. Introducción

En un contacto elasto-hidrodinámico (EHD), típico en engranajes, levas o rodamientos, se produce un incremento de la viscosidad del lubricante de varios órdenes de magnitud en la zona central del contacto. Este aumento tan súbito de la viscosidad favorece la existencia de una capa de lubricante con la capacidad portante suficiente como para separar las dos superficies en contacto, pese a las elevadas presiones máximas alcanzadas del orden de 1 GPa. Aunque la presión es el principal factor que provoca la variación de la viscosidad en un contacto EHD, existen otros factores como son la temperatura, la velocidad de cortadura o la presencia de ciertos aditivos incorporados en la formulación (modificadores de fricción, modificadores del índice de viscosidad...) que también deben ser tenidos en cuenta.

En la actualidad, existen múltiples estudios tribológicos que tratan de optimizar el comportamiento de los lubricantes en contactos EHD reales, especialmente en la búsqueda de mejores eficiencias sumadas al uso de formulaciones más sostenibles con el medio ambiente. Una de las tendencias más habituales en la industria para lograr la mejora de la eficiencia consiste en la reducción de la viscosidad hasta el máximo posible permitido por los contactos lubricados. Para ello, resulta fundamental controlar con precisión el comportamiento del espesor de la capa lubricada bajo las condiciones del contacto y tratar de identificar aquellas que provocan la transición del contacto al régimen mixto de lubricación, así como la evaluación precisa del coeficiente de fricción en condiciones de película completa. Pese a que se han desarrollado diversos modelos numéricos y analíticos que permiten la resolución del problema EHD y obtener aproximaciones del espesor de película y el coeficiente de fricción, en todos ellos se encuentra una problemática común: el comportamiento de la viscosidad dinámica de los lubricantes comerciales suele ser desconocido para condiciones de presión del orden de 1 GPa, temperaturas de baño del aceite en torno a 100°C y gradientes de velocidad entre 0 - 10<sup>7</sup> s<sup>-1</sup>. Las limitaciones técnicas actuales hacen que no existan viscosímetros y reómetros capaces de medir en todos estos rangos, típicos de condiciones operativas en un contacto EHD. En cambio, se cuenta únicamente con las medidas de viscosidad obtenidas en varios equipos diferentes, muchos de los cuales, únicamente se encuentran presentes en muy pocos laboratorios de investigación, sin que existan siquiera modelos comerciales. Por esta razón, incluso los fabricantes de lubricantes tienen un gran desconocimiento del comportamiento de la viscosidad de sus productos en estas condiciones tan extremas.

En la bibliografía existen múltiples modelos [1-3] que permiten ajustar el comportamiento de la viscosidad dinámica  $\eta$  de los lubricantes con la presión ( $p$ ) y la temperatura ( $T$ ) sin tener en cuenta los posibles efectos no-newtonianos. Dentro de estos modelos, el más ampliamente utilizado y reconocido por la industria, sigue siendo el modelo de Barus [4], el cual se representa en la siguiente expresión:

$$\eta(p, T) = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p} \quad (1)$$

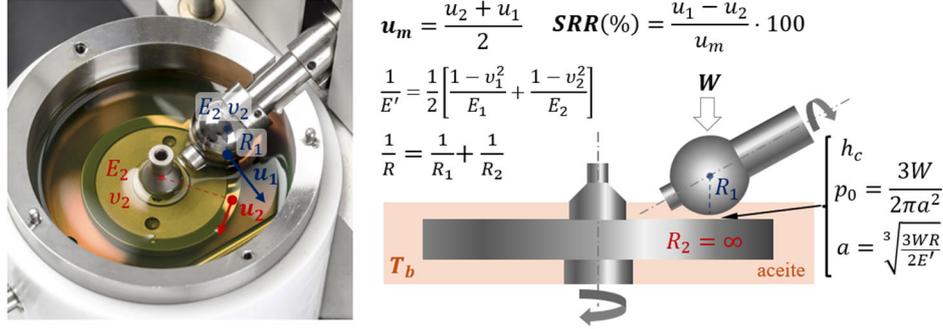
dónde  $\eta_0$  representa la viscosidad dinámica a presión ambiente y la temperatura del lubricante y  $\alpha$  es el denominado coeficiente piezoviscoso. Este coeficiente  $\alpha$  depende a su vez de la temperatura y la presión del lubricante y se encuentra presente en muchas de las ecuaciones analíticas de la literatura ampliamente utilizadas en el cálculo de parámetros característicos de los contactos EHD, como son el espesor central de película ( $h_c$ ) o el coeficiente de fricción ( $\mu$ ). Sin embargo, dependiendo del cálculo o el modelo en el que se vaya a aplicar, el coeficiente  $\alpha$  no se define siempre del mismo modo y se encuentra actualmente en discusión en la comunidad científica [5]. Por ejemplo, el valor de  $h_c$  en un contacto EHD viene determinado fundamentalmente por lo que sucede a la entrada del contacto lubricando y el valor del coeficiente piezoviscoso aplicado en la mayoría de los modelos de cálculo [6-10] suele ser  $\alpha^*$ , tal y como se define en [11]. Sin embargo, para el cálculo analítico de  $\mu$  se suele emplear el coeficiente  $\alpha_p$  [11] obtenido por ajuste de la ecuación del Barus en el rango de presiones máximas que se aplican en el contacto EHD analizado. Esto último se debe a que la zona del contacto de mayor presión es la que más contribuye al valor global de  $\mu$ .

Este artículo presenta una evolución de metodología presentada por los mismos autores en [11] y permite obtener de forma indirecta, a partir de modelos analíticos EHD y medidas experimentales de  $\mu$  en un tribómetro de contacto puntual y de uso más extendido, el comportamiento de  $\alpha_p$  en todo el rango de condiciones de presión y temperatura que han sido aplicados para la obtención de los valores de  $\mu$ . El principal aporte respecto al trabajo previo consiste en el análisis independiente de los efectos térmicos y no newtonianos fuera del bucle de cálculo presentado en [11], lo que permite obtener resultados más precisos de  $\alpha_p$  para la estimación de  $\mu$ . aplicando y comparando dos modelos para el cálculo de  $h_c$  y los factores correctores térmicos y no-newtonianos. Este nuevo desarrollo es validado en un amplio rango de condiciones para una base PAO-100.

## 2. Metodología

La metodología presentada en este trabajo permite obtener una aproximación del comportamiento del coeficiente  $\alpha_p(p, T)$  de un lubricante, especialmente necesario para el cálculo analítico de  $\mu$  en un contacto EHD. El comportamiento de  $\alpha_p$  se obtiene de forma indirecta a partir de las medidas de  $\mu$  obtenidas en un equipo de ensayo

de contacto puntual, concretamente el equipo MTM de PCS Instruments representado en la Figura 1. El contacto en este equipo está formado por una bola de acero E-52100 de 9.525mm de radio y un disco del mismo acero, con un módulo de Young equivalente  $E'$  de 230 GPa. Tal y como se puede observar en la figura, el tribómetro MTM permite controlar la presión máxima del contacto o hertziana ( $p_0$ ), la temperatura del baño de aceite ( $T_b$ ) y la velocidad lineal superficial de ambas superficies ( $u_1$  y  $u_2$ ) debida a la rotación en el punto de contacto, ajustando la velocidad media ( $u_m$ ) y el parámetro  $SRR$ , para poder obtener bajo cada condición del contacto el valor de  $\mu$ .



**Figura 1:** Equipo MTM. Parámetros fundamentales del contacto y de funcionamiento del equipo.  $a$ : radio de contacto hertziano.

Analíticamente, el valor de  $\mu$  para contactos puntuales EHD puede estimarse analíticamente aplicando la siguiente expresión, la cual tiene en cuenta el comportamiento no-newtoniano del aceite según el modelo de Carreau [12]:

$$\mu = 3 \left( \frac{\eta_0(T_c) \cdot \Delta U}{h_c} \right)^n \frac{G^{1-n}}{p_0} \left[ \frac{\exp(n\alpha_p p_0)}{n\alpha_p p_0} \left( 1 - \frac{1}{n\alpha_p p_0} \right) + \frac{1}{(n\alpha_p p_0)^2} \right] \quad (2)$$

dónde  $T_c$  es la temperatura del aceite en el interior del contacto, pudiéndose obtener analíticamente siguiendo el procedimiento descrito en [11], la diferencia de velocidades  $\Delta U = u_1 - u_2$  según se representa en la Figura 1,  $n$  y  $G$  son los parámetros de ajuste del modelo de Carreau para lubricantes no-newtonianos y  $h_c$  es el espesor de película del contacto, teniendo en cuenta el comportamiento no-newtoniano del lubricante y los efectos térmicos del contacto. La ecuación también incluye el valor del coeficiente piezoviscoso  $\alpha_p$ , que es precisamente el parámetro que se desea estimar aplicando la metodología que se presenta en este trabajo. Por tanto, para poder obtener el valor de  $\alpha_p$  de forma indirecta, además de conocer el comportamiento experimental de  $\mu$  bajo distintas condiciones, también es necesario conocer el valor de  $h_c$ . Aunque existen equipos experimentales que permiten medir  $h_c$  en condiciones de ensayo similares al equipo MTM, como por ejemplo el equipo EHD de PCS Instruments, esta metodología busca generalizar su aplicación obteniendo  $h_c$  de expresiones analíticas presentes en la bibliografía. Entre estos modelos, los dos modelos presentados en la Tabla 1 han sido validados en otros trabajos con buenos resultados, dónde  $h_c$  se obtiene del producto del espesor de película en condiciones newtonianas e isothermas ( $h_{cN}$ ) y los factores reductores del espesor de película por efectos térmicos ( $\varphi_T$ ) y no-newtonianos ( $\varphi_H$ ) y cuyos valores siempre son  $\leq 1$ .

**Tabla 1:** Modelos para el cálculo  $h_c$  y factores  $\varphi_T$  y  $\varphi_H$  [14-15].

$h_c$	Hamrock y Dowson, Bair [13]	Katyal y Kumar [16]
$h_{cN}$	$1.55(\alpha^*)^{0.53} (\eta_0(T_b) u_m)^{0.67} E'^{0.061} R^{0.33} p_0^{-0.20}$ (3)	$R \cdot 2.901422 \left( \frac{\eta_0(T_b) u_m}{E'R} \right)^{0.652} (\alpha^* E')^{0.468} \left( \frac{W}{E'R^2} \right)^{-0.0415}$ (4)
$\varphi_T$	$\frac{1 - 13.2(p_0/E') \left( \frac{\beta \eta_0(T_b) u_m^2}{k} \right)^{0.42}}{1 + 0.213 \left[ 1 + 2.23 \left( \frac{SRR}{100} \right)^{0.83} \right] \left( \frac{\beta \eta_0(T_b) u_m^2}{k} \right)^{0.64}}$ (5)	
$\varphi_H$	$\left[ 1 + 0.79 \left( \left( 1 + \frac{SRR}{100} \right) \frac{u_m \eta_0(T_b)}{h_{cN} G} \right)^{\frac{1}{1 + 0.002 \cdot SRR}} \right]^{-3.6(1-n)^{1.7}}$ (6)	$\left[ 1 + 0.9768606 \frac{\left( \frac{\eta_0(T_b) u_m}{E'R} \right)^{0.335} \left( \frac{W}{E'R^2} \right)^{0.1356}}{(\alpha^* E')^{0.352} \left( \frac{G}{E'} \right)^{0.947}} \right]^{-1.3 \cdot (1-n)^{1.3}}$ (7)
		$\left[ 1 + 1.182694 \frac{\left( \frac{SRR}{100} \right)^{2.247} \left( \frac{\eta_0(T_b) u_m}{E'R} \right)^{0.1448} (\alpha^* E')^{0.12}}{\left( \frac{W}{E'R^2} \right)^{0.0157} \left( \frac{G}{E'} \right)^{0.1248}} \right]^{-1.2 \cdot (1-n)^{1.92}}$ (8)
	$\varphi_H = (6) \cdot (8)$	

## 2.1. PAO-100

La validación de la metodología presentada en este trabajo ha sido realizada con una base sintética PAO-100. Esta base de gran viscosidad y comportamiento no-newtoniano permite validar tanto la influencia de los efectos térmicos, como los efectos de la velocidad de cortadura, en la correcta caracterización del coeficiente  $\alpha_p$  con la metodología propuesta. La dependencia de la viscosidad Newtoniana con la presión puede ajustarse con el modelo de Tait-Doolittle [17]:

$$\eta = \eta_R \exp \left[ B \frac{V_{\infty R}}{V_R} \left( \frac{1 + \varepsilon(T - T_R)}{\left[ 1 - \frac{1}{1 + K_0} \ln \left( 1 + \frac{p(1 + K_0')}{K_{00} \exp(-\beta_k T)} \right) \right] (1 + \alpha_V(T - T_R)) - \frac{V_{\infty R}}{V_R} (1 + \varepsilon(T - T_R))} - \frac{1}{1 - \frac{V_{\infty R}}{V_R}} \right) \right] \quad (9)$$

dónde el valor de los parámetros de ajuste para la base PAO-100 son [18]:  $K_{00} = 11.804$  GPa,  $K_0' = 11.74$ ,  $B = 3.811$ ,  $\alpha_V = 0.0008$  K<sup>-1</sup>,  $\beta_k = 0.008655$  K<sup>-1</sup>,  $V_{\infty R}/V_R = 0.6193$ ,  $\varepsilon = -0.00134$  K<sup>-1</sup> y  $\eta_R = 0.1803$  Pa·s a  $T_R = 70^\circ\text{C}$ .

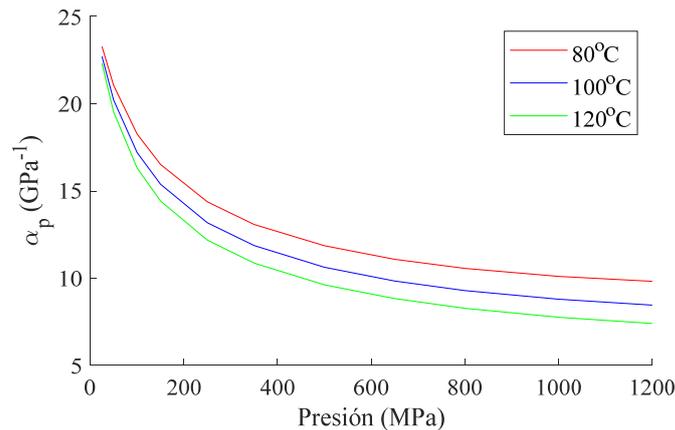
En la Tabla 2 se recopilan el resto de las propiedades de la base PAO-100 necesarias en este estudio:

**Tabla 2:** Propiedades de la base PAO-100.

Parámetro	Valor	Referencia
$\eta_0$ (Pa·s)	0.129 (80°C)	[18]
	0.072 (100°C)	
	0.043 (120°C)	
$n$	0.625	[18]
$G$ (Pa)	$1.5 \cdot 10^6$	[18]
Conductividad térmica, $k$ (W/m°C)	0.14	[18]
Coefficiente viscosidad-temperatura, $\beta$ (K <sup>-1</sup> )	0.029	[19]
$\alpha^*$ (GPa <sup>-1</sup> )	17.45 (70°C)	[11]
	16.67 (80°C)	
	15.25 (100°C)	
	13.98 (120°C)	

Pese a que en este estudio se han obtenido los valores de  $\alpha^*$  de la Tabla 2 a partir de los valores de viscosidad obtenidos del modelo (9), el rango de presiones en el que es necesario conocer el valor de  $\eta$  es de 0 a 0.3 GPa aproximadamente. Para estos valores de presión, existe un mayor número de viscosímetros disponibles que para el caso de medidas por encima de 1 GPa, que son los valores de presión necesarios para la estimación directa de  $\alpha_p$ . En [11] se presenta una alternativa para calcular  $\alpha^*$  a partir de medidas experimentales de  $h_c$  en un equipo EHD.

Partiendo de los valores de viscosidad obtenidos de aplicar la ecuación (9), se puede realizar el cálculo directo de  $\alpha_p$  para la PAO-100, tal y como se detalla en el trabajo previo [11]. Estos valores se han representado en la Figura 2 para tres temperaturas del aceite.


**Figura 2:** Comportamiento de  $\alpha_p$  en la PAO-100. Valores obtenidos por método directo según [11]

Tal y como se presenta en la motivación de este trabajo, en muchas ocasiones se desconoce el comportamiento de la viscosidad de un lubricante para valores de presión iguales o superiores al orden de 1GPa. Por esta razón, el método directo empleado para obtener los resultados de la Figura 2 no es una solución práctica de aplicación y cobra especial interés la metodología planteada en el siguiente punto de este apartado.

## 2.2. Obtención del coeficiente piezoviscoso para el cálculo del coeficiente de fricción

El objetivo de la metodología es emplear resultados experimentales de  $\mu$  y valores obtenidos por cálculo analítico de  $h_c$  para unas mismas condiciones de presión y temperatura del contacto, con el fin de poder despejar  $\alpha_p$  de la ecuación (2). La ecuación (2) puede desarrollarse según las expresiones de la Tabla 1 como:

$$\frac{\mu \cdot \varphi_T^n \cdot \varphi_H^n}{\eta_0(T_c)^n} = 3 \left( \frac{\frac{SRR \cdot u_m}{100}}{h_{cN} \text{ según (3) o (4)}} \right)^n \frac{G^{1-n} \left[ \frac{\exp(n\alpha p_0)}{n\alpha p_0} \left( 1 - \frac{1}{n\alpha p_0} \right) + \frac{1}{(n\alpha p_0)^2} \right]}{p_0} \quad (10)$$

dejando los factores correctores al lado izquierdo de la expresión. Definiendo la constante  $k_1$  según el modelo de  $h_{cN}$  aplicado y las constantes  $K$  y  $k_2$  según:

$$h_c (3) \rightarrow k_1 = 3 \left( \frac{\frac{SRR}{100}}{1.55(\alpha^*)^{0.53} E'^{0.061} R^{0.33} p_0^{-0.201}} \right)^n \quad (11)$$

$$h_c (4) \rightarrow k_1 = 3 \left( \frac{\frac{SRR}{100}}{R \cdot 2.901422 \left( \frac{1}{E'R} \right)^{0.652} (\alpha^* E')^{0.468} \left( \frac{W}{E'R^2} \right)^{-0.0415}} \right)^n \quad (11)$$

$$K = k_1 \frac{G^{1-n}}{p_0} \left[ \frac{\exp(k_2 \alpha)}{k_2 \alpha} \left( 1 - \frac{1}{k_2 \alpha} \right) + \frac{1}{(k_2 \alpha)^2} \right] \quad (12)$$

$$k_2 = np_0 \quad (13)$$

se llega finalmente a la siguiente expresión simplificada:

$$\frac{\mu \cdot \varphi_T^n \cdot \varphi_H^n \cdot \eta_0(T_b)^{fac \cdot n}}{\eta_0(T_c)^n} = K \cdot u_m^{(1-fac) \cdot n} \quad \begin{cases} h_c (3): fac = 0.67 \\ h_c (4): fac = 0.652 \end{cases} \quad (14)$$

Sustituyendo los valores experimentales ( $\mu, u_m$ ) a partir de curvas de Stribeck obtenidas en el equipo MTM a unas condiciones determinadas y, calculando analíticamente los valores  $\eta_0, \varphi_T$  y  $\varphi_H$  a partir de las expresiones de la Tabla 1 y los valores de la Tabla 2, se llega finalmente a una expresión simplificada en la que se debe ajustar el parámetro  $K$  por mínimos cuadrados. Conocido el valor de  $K$ , se aplica el método de Newton-Raphson a la expresión (12) para obtener finalmente el valor de  $\alpha_p$  buscado. Repitiendo este proceso para distintas condiciones de presión y temperatura en un plan de ensayos realizado en la MTM, se obtiene finalmente el comportamiento de  $\alpha_p$  con la presión y la temperatura en un amplio rango.

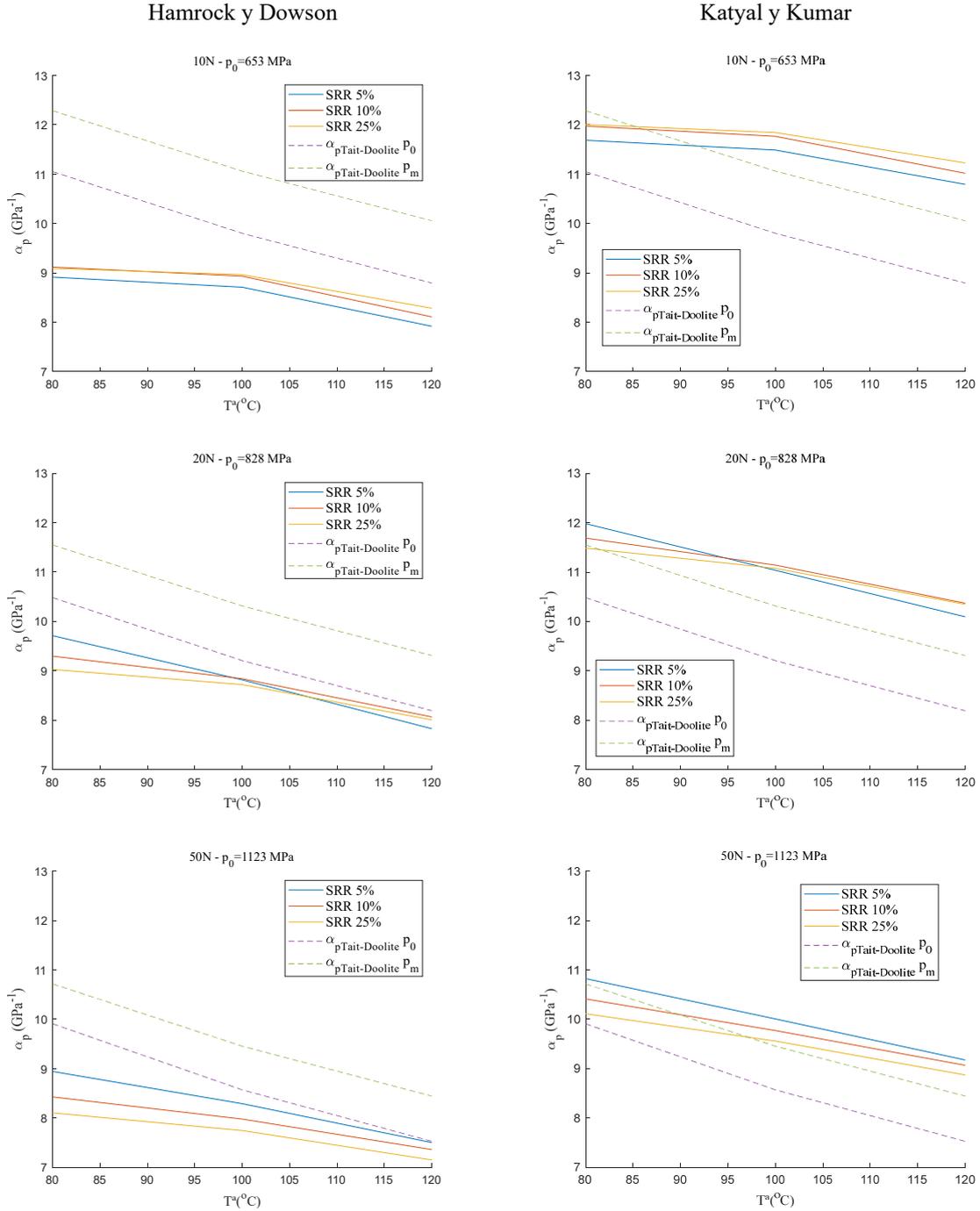
## 3. Resultados y discusión

Con el fin de validar la metodología presentada en el apartado 2.2, se realizó una campaña de ensayos en un equipo MTM para obtener curvas de Stribeck  $\mu$  a distintas condiciones operativas:  $p_0$  (653 MPa para una carga  $W=10N$  en el equipo MTM, 828 MPa a  $W = 20N$  y 1123 MPa a  $W = 50N$ ), valores de SRR reducidos (5, 15 y 25%) y temperaturas  $T_b$  (80, 100 y 120°C). Como ya se ha mencionado, el aceite seleccionado para realizar esta validación fue una base PAO-100, cuya caracterización y comportamiento de  $\alpha_p(p, T)$  por métodos directos han sido presentados en el apartado 0.

En la Figura 3 se han representado de nuevo los resultados  $\alpha_p(p, T)$  calculados por el método directo, a partir de los valores de viscosidad obtenidos de la expresión (9). Además, en todas las gráficas se han representado los valores de  $\alpha_p$  obtenidos por el método directo para dos condiciones de presión:  $p_0$  (curvas en morado) y presión media del contacto hertziano,  $p_m$ , (curvas en verde). También se han representado los valores de  $\alpha_p$  obtenidos de la aplicación de la metodología teniendo en cuenta las dos alternativas contempladas en la metodología para su resolución, es decir, empleando la expresión (3), o (4), para obtener el valor de  $h_{cN}$  en la ecuación (10). A la vista de los resultados, la ecuación de Hamrock y Dowson (3) ofrece una mejor aproximación de  $\alpha_p$  a los valores obtenidos por métodos directos tomando como referencia la presión  $p_0$ , mientras que la ecuación de Kalyal y Kumar lo hace para el valor de  $p_m$ . En cualquier caso, ambas expresiones de  $h_{cN}$  se deben resolver para  $p_0$ .

Como era de esperar, se observa que las tendencias de  $\alpha_p$ , decreciendo con la presión de contacto y la temperatura, se cumplen de forma similar por ambos métodos analizados. El caso de carga que ofrece peores resultados es el de 10N, coincidiendo con el rango inferior de carga del equipo MTM. En estos casos, se ha observado una mayor oscilación de las medidas de  $\mu$  con la velocidad  $u_m$ , lo cual afecta de forma evidente a la precisión del método. La obtención de  $\alpha_p$  se ajusta mucho mejor en el caso de emplear  $p_0$  como presión de referencia, en lugar de  $p_m$ .

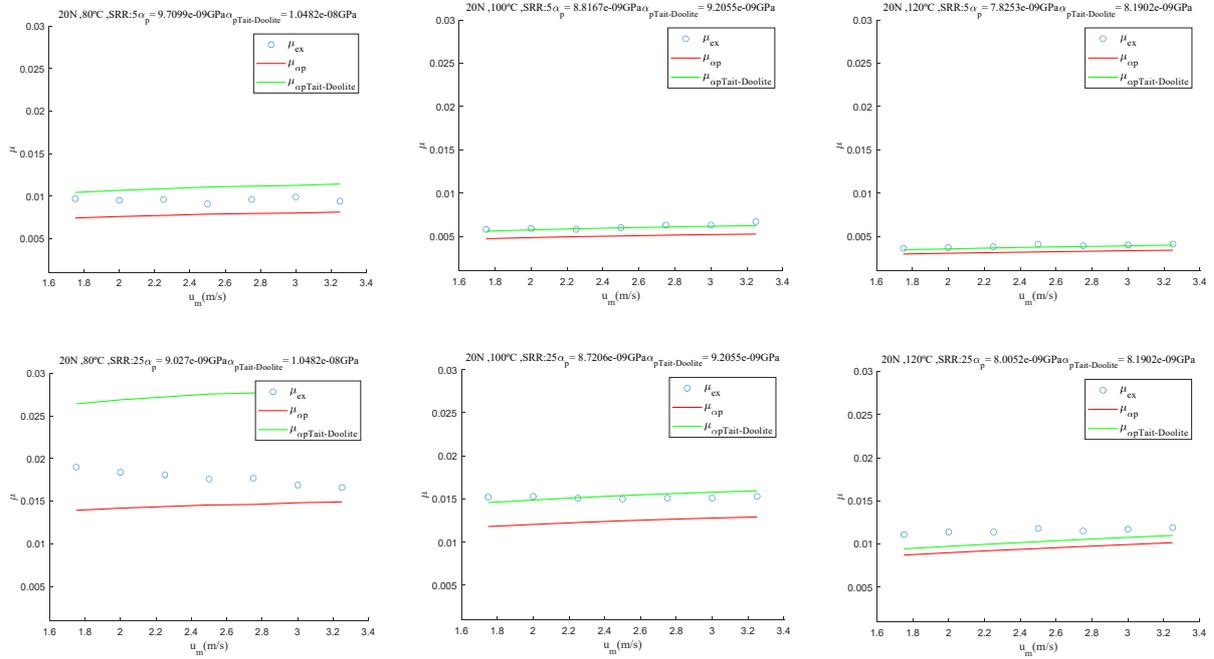
También se puede observar que los valores de  $\alpha_p$  obtenidos con la metodología dependen ligeramente del grado de SRR (5%, 10% y 25%). El grado de SRR afecta tanto al comportamiento no-newtoniano del lubricante como a los efectos térmicos. Aunque estos efectos se intentan aislar en el procedimiento, más concretamente en el planteamiento de la ecuación (10), los resultados obtenidos denotan que no se logra alcanzar completamente. Esto se puede deber a múltiples causas, entre las que caben destacar una caracterización no suficientemente precisa de los parámetros que determinan el comportamiento no-newtoniano del aceite ( $n$ ,  $G$ ) y térmico ( $k$ ,  $\beta$ ), así como la propia imprecisión de los modelos analíticos empleados. Pese a estas diferencias, se considera que la metodología presenta una buena capacidad predictiva de  $\alpha_p$ . A la vista de que las mayores diferencias entre los valores de  $\alpha_p$  se producen a la temperatura más baja analizada (80°C), es muy probable que dichas diferencias estén relacionadas con el equilibrio térmico del contacto, ya que, para bajas temperaturas del baño  $T_b$ , el incremento de la temperatura en el contacto es más apreciable y depende del valor del SRR.



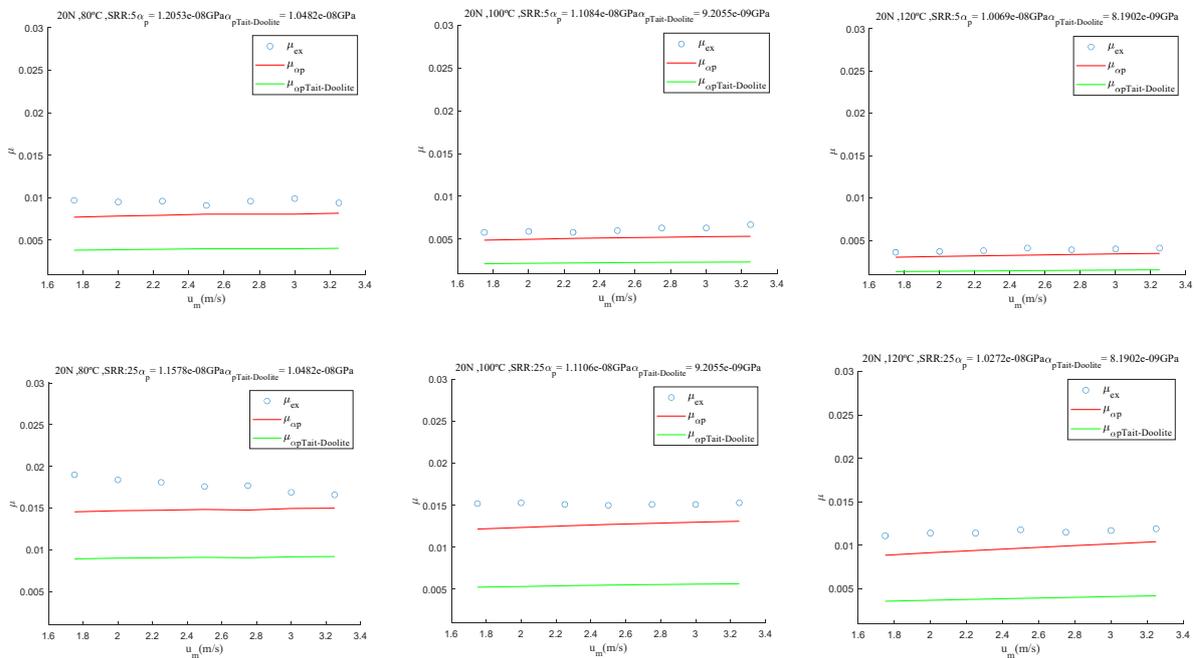
**Figura 3:**  $\alpha_p(p, T)$  para tres condiciones de presión  $p_0$  aplicando la metodología (líneas continuas) y métodos directos (líneas discontinuas) para  $p_0$  y  $p_m$ .  $h_c$  obtenida según Hamrock-Dowson (izquierda) o Katyal-Kumar (derecha). Aceite: base PAO-100.

En el estudio de los contactos EHD, el conocimiento del comportamiento de  $\alpha_p(p, T)$  de una lubricante resulta especialmente importante para el cálculo del valor de  $\mu$  mediante cálculos analíticos o numéricos. Aunque los valores de  $\alpha_p(p, T)$  representados en la Figura 3 derivan precisamente de los valores experimentales de  $\mu$  representados en la Figura 4, se ha realizado el cálculo analítico de  $\mu$  según (2) para comparar la precisión del ajuste en los dos casos estudiados: Hamrock-Dowson y Katyal-Kumar (véase Tabla 1) para los valores de  $\alpha_p$  obtenidos con la metodología propuesta y por el método directo para un valor de presión de  $p_0$  ( $\alpha_p$  Tait-Doolite).

### Hamrock y Dowson



### Katyal y Kumar



**Figura 4:** Comparativa del comportamiento de  $\alpha_p$  con la  $T^a$  para tres condiciones de presión  $p_0$  para la PAO-100.

En vista de los resultados de la Figura 4, rápidamente se puede observar que ambos modelos se ajustan de manera bastante precisa a los valores de  $\mu$  experimentales. Sin embargo, aplicando al modelo de Katyal y Kumar el valor

de  $\alpha_p$  *Tait-Doolite* obtenido por método directo, los valores teóricos obtenidos de  $\mu$  son considerablemente inferiores a los experimentales, hecho que no sucede con Hamrock y Dowson. A la vista de esto último, junto a la discrepancia observada en los valores de  $\alpha_p$  obtenidos con el modelo de Katyal-Kumar en la Figura 3, se intuye que el cálculo de  $h_{cN}$  empleando (3) resulta más preciso que (4) si se emplea el aceite PAO-100 y las condiciones analizadas en este artículo.

## 4. Conclusiones

Se ha mejorado respecto a los trabajos previos [11] la metodología analítica para el cálculo de  $\alpha_p(p, T)$  de un lubricante a partir de valores experimentales de  $\mu$  en un tribómetro de contacto puntual, separando por un lado el efecto de los factores térmico y no-newtonianos, y por otro, ampliado el procedimiento a dos alternativas en el cálculo  $h_{cN}$ . Los valores de  $\alpha_p(p, T)$  calculados se ajustan mejor a los obtenidos por métodos directos aplicando la expresión de  $h_{cN}$  de Hamrock y Dowson cuando se emplea como referencia del contacto la presión  $p_0$  para el cálculo de  $\alpha_p$  por métodos directos. La peor aproximación de los resultados de  $\alpha_p$  se produce bajo condiciones de baja temperatura del baño (mayores efectos de incremento de temperatura en el contacto) y cargas del contacto próximas al límite inferior (5 N) del tribómetro MTM (mayor inestabilidad en los valores de  $\mu$  obtenidos). Salvo para estas condiciones, se ha logrado obtener la práctica independencia del valor de  $\alpha_p$  obtenido respecto al SRR, especialmente para presiones por debajo de 1 GPa. Independientemente del método seleccionado para el cálculo de  $h_{cN}$ , la metodología permite obtener valores de  $\alpha_p$  apropiados para el cálculo de  $\mu$  por ambas vías.

Los resultados de este trabajo suscitan ahondar en la caracterización de más bases, así como de aceites formulados. También plantea la importancia de obtener con metodologías similares otros parámetros de ajuste del lubricante, como por ejemplo los que hacen referencia a su comportamiento no-newtoniano o térmico.

## 5. Agradecimientos

Los autores quieren agradecer la colaboración del Repsol Technology Lab.

## 6. Referencias

- [1] Roelands C. J. A., Vlugter J. C., Waterman H. I. “The Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils and Its Correlation With Chemical Constitution”, *Journal of Basic Engineering*, 85(4) (1963)
- [2] Habchi W., Vergne P., Bair S., Andersson O., Eyheramendy D., Morales-Espejel G. E.. “Influence of pressure and temperature dependence of thermal properties of a lubricant on the behaviour of circular TEHD contacts”, *Tribology International*, 43(10) (2010)
- [3] Bair S., Mary C., Bouscharain N., Vergne P., “An improved Yasutomi correlation for viscosity at high pressure”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 227(9) (2013)
- [4] Barus C., “Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity”, *American Journal of Science*, s3-45(266), 87–96 (1893)
- [5] Bair S., “The unresolved definition of the pressure-viscosity coefficient”, *Nature. Scientific Reports*, 12 (2022)
- [6] AGMA Standard 925-A03, “Effect Of Lubrication On Gear Surface Distress”, 2013.
- [7] Leeuwen H. van, “The determination of the pressure-viscosity coefficient of two traction oils using film thickness measurements”, *Proceedings of the 6th International Conference on Continuously Variable and Hybrid Transmissions*, 230-233, Maastricht The Netherlands (2010)
- [8] Leeuwen H. van, “The determination of the pressure-viscosity coefficient of a lubricant through an accurate film thickness formula and accurate film thickness measurements”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 223(8) (2009)
- [9] Leeuwen H. van, “The determination of the pressure-viscosity coefficient of a lubricant through an accurate film thickness formula and accurate film thickness measurements. Part 2: high L values”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 225(6) (2011)
- [10] Katyal P., Kumar P., “New central film thickness equation for shear thinning lubricants in elastohydrodynamic lubricated rolling/sliding point contact conditions”, *ASME Journal of Tribology*, 136: 1-9 (2014)

- 
- [11] Chacón E. “Caracterización mediante tribómetro del comportamiento piezoviscoso de un lubricante”. Actas del XVI Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Concepción (2024)
- [12] Echávarri, J.; Lafont, P.; Chacón, E.; de la Guerra, E.; Díaz, A.; Muñoz-Guijosa, J.M.; Muñoz, J.L., “Analytical model for predicting friction coefficient in point contacts with thermal elastohydrodynamic lubrication”, *Proc. IMechE, Part J: J. Eng. Tribol.*, 225, 181–191 (2011)
- [13] Bair S., “High pressure rheology for quantitative elastohydrodynamics”, *Tribology and Interface Engineering*, 54, Elsevier (2007)
- [14] Hamrock B.J., “Fundamentals of fluid film lubrication”, McGraw-Hill, New York (1994)
- [15] Bair S., “Shear thinning correction for rolling/sliding elastohydrodynamic film thickness”, *Proc IMechE, Part J: J Eng Tribol*, 219, 69-74 (2005)
- [16] Katyal P., Kumar P., “Central film thickness formula for shear thinning lubricants in EHL point contacts under pure Rolling”. *Tribology International*, 48 (2012)
- [17] Bair S., “High Pressure Rheology for Quantitative Elastohydrodynamics”, Elsevier, Burlington (2007)
- [18] Kumar P., Khonsari M. M., “Traction in EHL Line Contacts Using Free-Volume Pressure-Viscosity Relationship With Thermal and Shear-Thinning Effects”, *Journal of Tribology*, 131(1) (2009)
- [19] Larsson R., Andersson O., “Lubricant thermal conductivity and heat capacity under high pressure”. *Proc IMechE, Part J: J Eng Tribol*, 214(4):337–42 (2000)