



# **TRIBOLOGÍA Y MANTENIMIENTO PROACTIVO**

## **Generalidades de la Tribología**

## **Fundamentos de la Lubricación, Fricción y el Desgaste**

**Ing. Omar Linares O.  
Widman International S.R.L.  
Santa Cruz, Bolivia**

## 1.10 El parámetro de película

Cuando los elementos se diseñan de forma adecuada y se lubrican por medio de una película fluida, como el caso de cojinetes o chumaceras, de los engranajes, de los cojinetes hidrodinámicos y de empuje, y de los sellos, las superficies lubricadas se encuentran completamente separadas por una película lubricante. Por ejemplo, los ensayos de fatiga, como se han reportado por Tallian y otros en 1967, han demostrado que cuando la película lubricante es suficientemente gruesa para separar los cuerpos en contacto, la vida a la fatiga de los cojinetes se prolonga considerablemente. De manera inversa, cuando la película no es suficientemente gruesa para proporcionar una separación completa entre las asperezas existentes en la zona de contacto, la vida de los cojinetes se afecta de manera adversa por los altos esfuerzos cortantes que resultan del contacto directo entre metales.

Aquí se estudiará el parámetro de película y se describirá su rango de valores para los tres regímenes de lubricación. La relación entre el parámetro de película adimensional  $\lambda$  y el espesor mínimo de película  $h_{min}$ , es

$$\lambda = \frac{h_{min}}{(Ra^2 + Rb^2)^{1/2}} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde

Ra = Aspereza superficial rms de la superficie a

Rb = Aspereza superficial rms de la superficie b

El parámetro de película sirve para definir los cuatro regímenes de lubricación principales. El rango para estos cuatro regímenes es:

- a. Lubricación hidrodinámica,  $5 \leq \lambda \leq 100$
- b. Lubricación Elastohidrodinámica  $3 \leq \lambda \leq 100$
- c. Lubricación parcial o mixta,  $1 \leq \lambda \leq 5$
- d. Lubricación marginal,  $\lambda \leq 1$

Estos valores son aproximados. Las mayores diferencias en la conformidad geométrica entre las conjunciones lubricadas hidrodinámicamente y las lubricadas elastohidrodinámicamente dificultan que se puedan hacer distinciones claras.

## 1.11 Ejemplo 1

**Datos.** Los engranajes para una excavadora se fabrican vaciados en arena. La medición de la aspereza superficial tiene una línea central promedio de 18 micras. Esta alta aspereza superficial hace que los engranajes se desgasten rápidamente. El espesor de la película para los engranes lubricados con grasa se determinó igual que 1.6 micras.

**Hallar.** Como se deberán maquinar los engranes vaciados en arena para que se obtenga un parámetro de película igual a 1?

### Solución.

Usando la Ec.2 y asumiendo que las asperezas son iguales en las dos superficies, tenemos

$$\lambda = \frac{h_{min}}{Ra \sqrt{2}} \quad \text{o} \quad Ra = \frac{h_{min}}{\lambda \sqrt{2}} = \frac{1.6}{1 \sqrt{2}} = 1.131 \mu\text{m}$$

De la tabla 1 se tiene que para una aspereza superficial de 1 micra el rectificado constituye el método mas rápido y económico de lograr tales acabados superficiales.

**Tabla 1. Promedio aritmético normal de la aspereza de la superficie para varios procesos y componentes de maquinas (BJ Hamrock, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, 1991)**

	Arithmetic average, Ra	
	$\mu\text{m}$	$\mu\text{Plg}$
<b>Procesos</b>		
Vaciado en arena; laminado en caliente	12.5-25	500-1000
Cortado	3.2-25	128-1000
Planeado y formado	0.8-25	32-1000
Forjado	3.2-12.5	128-500
Perforado	1.6-6.3	64-250
Molido	0.8-6.3	32-250
Torno; barreno	0.4-6.3	16-250
Espitado; uniformado agrandado; rolado en frio; estirado	0.8-3.2	32-128
Fundido a presión	0.8-1.6	32-64
Molido, grueso	0.4-1.6	16-64
Molido, fino	0.1-0.4	4-16
Rectificado	0.03-0.4	1.2-16
Pulido	0.02-0.2	0.8-8
Lapidado	0.005-0.1	0.2-4
<b>Componentes</b>		
Engranés	0.25-10	10-400
Cojinetes simples - chumacera (rodillo de rodadura)	0.12-0.5	5-20
Cojinetes simples, cojinete (apoyo)	0.25-0.12	10-50
Cojinetes de rodillos - elementos rodantes	0.015-0.12	0.6-5
Cojinetes de rodillos, pistas	0.1-0.3	4-12

Es posible manufacturar superficies mas uniformes por medio del rectificado, pulido y lapidado, pero necesariamente son procesos más costosos.

## 1.12 Curva de Stribeck y Beerbower

Entre 1900 y 1902 Stribeck realiza experimentos sistemáticos para medir  $f$  en cojinetes en función de la velocidad de giro  $-N-$ , de la carga por unidad de área proyectada  $-P-$  y de la viscosidad. Son la base de la teoría de Sommerfeld. La curva de Stribeck -aunque hay algunas dudas de que Stribeck la usara exactamente en la forma que se presenta aquí- representa las características generales de superficies lubricadas en movimiento relativo entre sí.

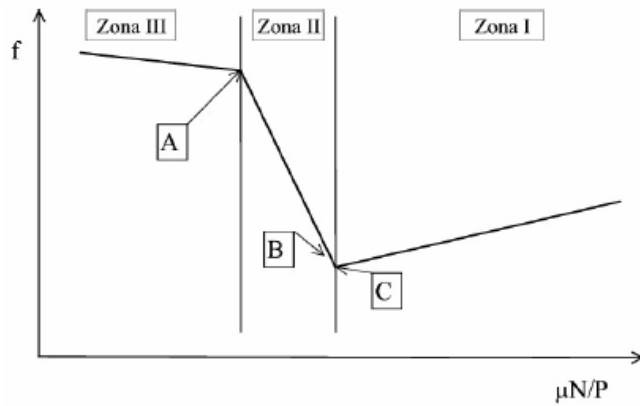
La expresión

$$\frac{\mu P}{N}$$

es conocida como el número de Sommerfeld. En la Fig 1.4 se mantienen constantes  $N$  y  $P$  para representar la relación existente entre la viscosidad del fluido,  $\mu$ , y el coeficiente de rozamiento,  $f$ .

La curva de Stribeck puede dividirse en tres zonas

1. **Zona I: lubricación hidrodinámica y elastohidrodinámica.** Las superficies del cojinete están perfectamente separadas con un película gruesa de fluido: no hay contacto directo entre las superficies que deslizan y por tanto prácticamente no hay desgaste. A medida que la viscosidad disminuye, decrece la película hasta el punto C
2. **Zona II: lubricación mixta o elastohidrodinámica parcial.** Es una transición entre la lubricación hidrodinámica y la marginal, generalmente observada en el arranque o en la parada de maquinaria.
3. **Zona III: lubricación marginal.** Donde toda la lubricación depende de los aditivos del lubricante que esta inmóvil o con un despliegue de velocidad casi nula.

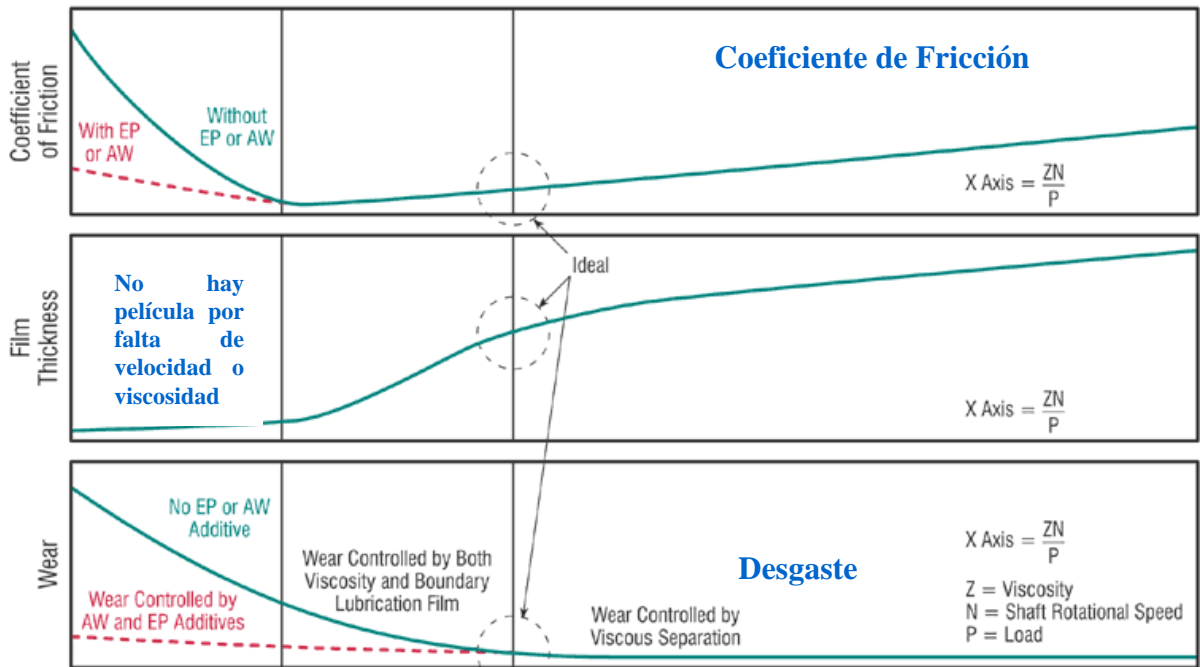


**Fig. 8 Efecto de la viscosidad en la lubricación**

De la Fig. 8 se puede deducir:

1. Estando en la zona I, a medida que la viscosidad disminuye también decrece el espesor de la película hasta el punto C. Una mayor disminución de la viscosidad hace que pasemos al punto B en el que se produce contacto ocasional entre las dos superficies debido a que la película es de muy pequeño espesor: el rozamiento en B y C es prácticamente igual, aunque en B la viscosidad del fluido es menor la resistencia al desplazamiento se debe en este caso al contacto entre las asperezas.

**Fig. 9 Coeficiente de fricción, espesor de película de aceite y desgaste según el tipo de lubricación**



**Lubricación Marginal**

**Lubricación Mixta**

**Lubricación Hidrodinámica**

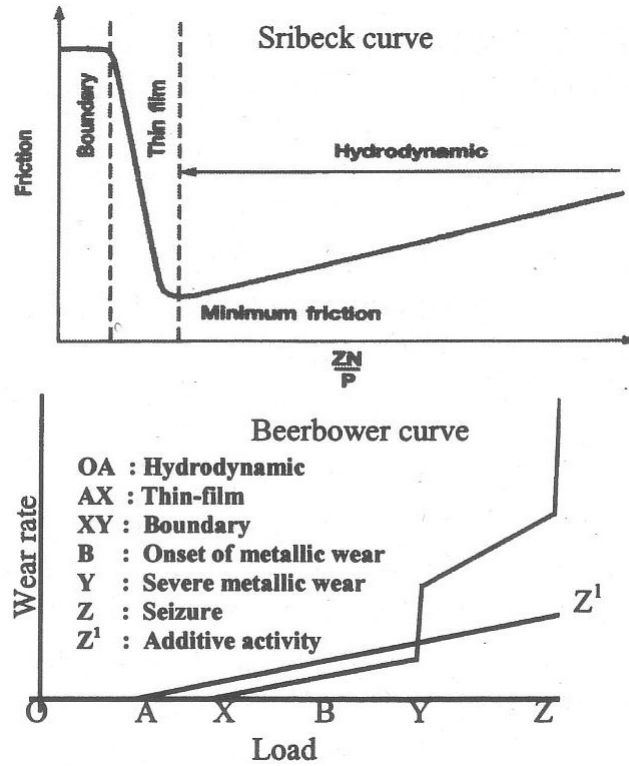


Fig. 9 Stribeck y Beerbower

5. En la Fig. 10 tenemos los efectos de la reducción de viscosidad del lubricante y su comportamiento con la pérdida de potencia.

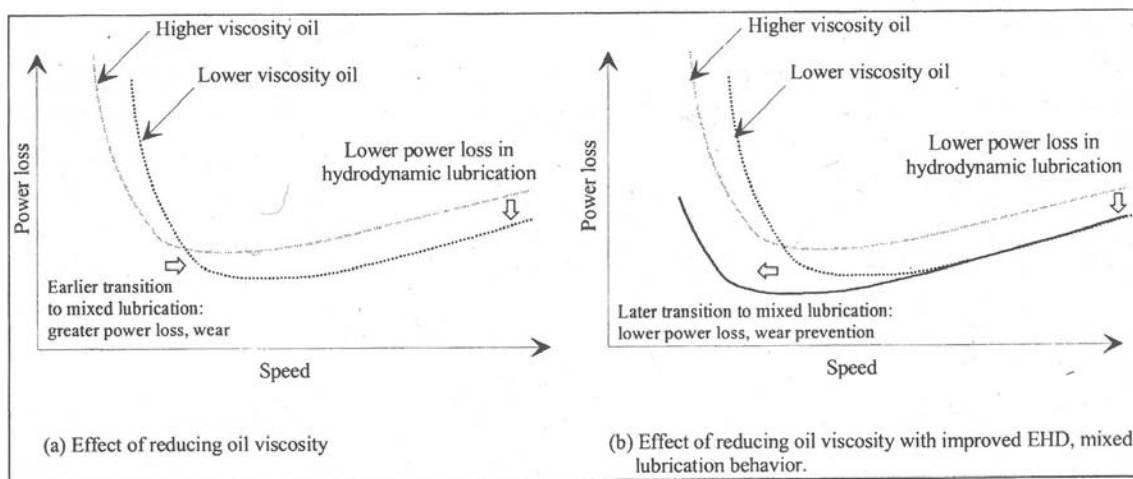


Fig. 10 a) Efecto de la reducción de la viscosidad del aceite b) Efecto de la reducción de la viscosidad del aceite en EHD, comportamiento lubricación mixta

### 1.13 Cálculo del tipo de película lubricante

Siempre que se vaya a llevar a cabo un programa de ahorro de energía es necesario conocer bajo que condiciones de lubricación (fluida ó EHL) trabajan los elementos del equipo rotativo al cual se le va a hacer el estudio. A nivel práctico, se considera que un mecanismo trabaja bajo condiciones de película fluida, si el fabricante del equipo no recomienda para su lubricación, lubricantes con aditivos EP y EHL si los recomienda. En caso tal de que no se conozcan las recomendaciones del fabricante, es necesario calcular el tipo de película lubricante mediante la utilización de los métodos de cálculo existentes para este propósito.

#### 1.13.1 Cálculo del consumo de energía por fricción (CEf)

Las siguientes ecuaciones se pueden utilizar para calcular el consumo de energía en diferentes tipos de mecanismos:

##### Rodamientos:

$$CEf = 5,14 \times 10^{-6} f Wdn, Kw \quad Ec.1$$

Donde:

CEf: consumo de energía, Kw.

f: coeficiente de fricción del lubricante, adimensional.

W: carga, Kgf.

d: diámetro interior del rodamiento, cm.

n: velocidad, rpm.

##### Cojinetes lisos:

$$CEf = 0,03077 fWdn, Kw \quad Ec.2$$

Donde:

CEf: consumo de energía, Kw.

f: coeficiente de fricción del lubricante, adimensional.

W: carga, Kgf.

d: diámetro del eje, m.

n: velocidad del eje, rps.

##### Reductores de velocidad:

$$CEf = 0,7357P(1 - et), KW \quad Ec.3$$

Donde:

P: Potencia, CV

et : eficiencia total de la transmisión, adimensional.

La et se calcula de:  $et = e_{1-2} \times e_{3-4} \times \dots \times e_{e1} \times e_{e2} \times e_{e3} \times \dots \times e_{a1} \times e_{a2} \times \dots \times e_n$ .

Donde:

-  $e_{1-2}$ ,  $e_{3-4}$ , ... etc.: eficiencia del par de engranajes 1-2, 3-4, ..., etc.

- ee1 , ee2, ee3, ..... , etc: eficiencia promedio de los rodamientos (ó de los cojinetes lisos) 1 y 2, 3 y 4, 5 y 6,...etc, montados en los ejes 1,2,3, ... etc, y se calcula en cada eje de la suma promedio de las eficiencias de cada rodamiento (ó cojinete liso).

- ea1, ea2, ... , etc.: eficiencia equivalente del aceite salpicado (ó que circula) por los engranajes 2,4, ..., etc, que se sumergen parcialmente dentro del aceite. El valor de f para aceite salpicado ó circulado aparece en la Nota (3) de la Tabla No1.

- en: eficiencia de otros elementos montados en el reductor de velocidad. La eficiencia e es igual a:

$e = 1 - f$ ; donde f es el coeficiente de fricción que depende del tipo de película lubricante, ó sea si es fluida ó EHL, y se obtienen de la Tabla No1.

Mecanismo	Coeficiente de fricción									
	Sólida fs		Fluida ff		EHL fc					
	Min.	Sint.	Min.	Sint.	Generación					
					1ra		2da		3ra	
Min.	Sint.	Min.	Sint.	Min.	Sint.	Min.	Sint.	Min.	Sint.	
<b>Rodamientos</b>										
-Rígido de bolas.	0,015	0,013	0,0085	0,00765	0,011	0,010	0,009	0,008	0,008	0,007
-Bolas contacto angular.	0,020	0,018	0,0090	0,00800	0,014	0,012	0,012	0,011	0,011	0,010
-Bolas a rótula.	0,010	0,009	0,0080	0,00720	0,009	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006
-Axial de bolas.	0,013	0,011	0,0083	0,00740	0,010	0,009	0,009	0,008	0,008	0,007
-Rodillos cilíndricos.	0,011	0,009	0,0081	0,00720	0,009	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006
-Rod. cónicos, esfer. y a rótula.	0,018	0,016	0,0088	0,00790	0,013	0,012	0,011	0,010	0,010	0,009
-De agujas.	0,022	0,019	0,0095	0,00850	0,015	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011
<b>Engranajes</b>										
-Cilíndricos de dientes rectos y helicoidales.	0,045	0,040	0,0100	0,00900	0,027	0,024	0,024	0,022	0,022	0,020
-Sinfin-Corona. (1)	0,065	0,058	0,0200	0,01800	0,042	0,038	0,038	0,034	0,036	0,032
<b>Cojinetes lisos</b>	0,060	0,054	0,008 (2)	0,00720	0,034	0,030	0,030	0,027	0,028	0,025

**Notas:**

- (1) Por lo regular los engranajes sinfin-corona no trabajan bajo condiciones de lubricación hidrodinámica.
- (2) Este coeficiente de fricción se calcula más exactamente a partir del Número de Sommerfeld.
- (3) El coeficiente de fricción equivalente fe para aceite salpicado por engranajes es de 0,010 y para aceite aplicado a presión es de 0,005.

**Tabla 1. Valores típicos de coeficientes de fricción de acuerdo con el tipo de lubricación**

Esta es una primera parte de una serie de tres, que rescatan en forma muy resumida esta insondable ciencia, comprenderá el lector que es imposible abarcar todos los términos y definiciones que encierra la Tribología, esperamos que cualquier duda o requerimiento de mayor información la hagan llegar por este mismo medio para que estas sean aclaradas, los esperamos para el próximo boletín, atte.



*Widman International SRL contribuye a la capacitación de los ingenieros y usuarios en Bolivia para mejorar su competitividad. Para mayores informaciones prácticas, viste nuestra página Web: [www.widman.biz](http://www.widman.biz)*

*Si usted conoce a otra persona que estará interesada en recibir estos boletines, favor responder al [scz@widman.biz](mailto:scz@widman.biz) recibir estos boletines mensualmente, favor responder al [scz@widman.biz](mailto:scz@widman.biz) con "remove" en el asunto.*

*La información de este boletín técnico, es de única y completa propiedad de Widman International S.R.L. Su reproducción solo será permitida a través de una solicitud a [scz@widman.biz](mailto:scz@widman.biz) no permitiendo que esta altere sus características ni su totalidad.*