

Carlos Losada, Neyda Om Tapanes, José Rodríguez
Tribología y lubricación en ensayo de banco
Ciencia Ergo Sum, vol. 8, núm. 2, julio, 2001
Universidad Autónoma del Estado de México
México

Available in: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=10402109>



Ciencia Ergo Sum,
ISSN (Printed Version): 1405-0269
ciencia.ergosum@yahoo.com.mx
Universidad Autónoma del Estado de México
México

How to cite

| Complete issue

| More information about this article

| Journal's homepage

www.redalyc.org

Non-Profit Academic Project, developed under the Open Acces Initiative

Tribología y lubricación en ensayo de banco

CARLOS LOSADA*, NEYDA OM* Y JOSÉ RODRÍGUEZ*

Recepción: 29 de enero de 2001

Aceptación: 22 de mayo de 2001

Test bench at lubrication and tribology

Abstract. *Lubricating formulations and lubricants have been slanted heavily toward protecting gear concentrated contacts from galling and wear. Much performance differentiation of these lubricants has been dependent on highly accelerated standardized laboratory testing. The performance effects of fully and partially additized lubricants were studied, using standard assay to lubricating oils for ball machine benches. The test results indicate that significant detrimental effects of wear and fatigue in relation to life performance can occur with some additized lubricant formulations.*

The best formulation to withstand wear and increased load capacity for each lubricating oil was studied and selected, depending on how the mechanism would be used.

Key words: *Tribology, wear, lubricating oils, additives.*

Introducción

La tribología es la ciencia que estudia los fenómenos de fricción, desgaste y lubricación de dos superficies en movimiento relativo. Es el puente que interrelaciona diferentes ramas de la ciencia como la química, la mecánica, la física, entre otras (CIPID, 1997: 1).

El fenómeno de desgaste puede ser representado por varios factores (*ibid.*: 16-17):

- Desgaste por adherencia
- Desgaste por abrasión
- Desgaste por corrosión
- Desgaste por fatiga

En los mecanismos hidráulicos el desgaste adhesivo ocurre en la zona de la camisa, pistón y en el aro, en el punto muerto superior e inferior tiene lugar el rompimiento de la película de lubricante. En la bomba de engrane de este mismo mecanismo tienen lugar las extremas presiones sobre el aceite (Mundi, 1972: 14-20).

* Centro de Investigaciones del Petróleo, CEINPET. Washington 169, esq. Churruca, Cerra. La Habana, Cuba. Fax: (537) 66 60 21. Correo electrónico: losada@ceinpet.inf.cu y neyda@ceinpet.inf.cu

En los aceites motores el desgaste adhesivo se presenta, prácticamente, en todos los frotamientos, lubricados o no. Resulta que es consecuencia directa de los contactos metal con metal cuando la película no garantiza una separación completa de las superficies metálicas. El rompimiento de la película ocurre en la zona de puntos muertos, superior e inferior, ya que en la zona pistón-segmento-camisa no se puede garantizar durante todo un ciclo el grosor de la película del lubricante. En el punto muerto superior se agravan estas condiciones debido a la presión ejercida sobre la cabeza del pistón en el momento de la combustión. Las extremas presiones que ocurren en el motor e influyen en el desgaste adhesivo son en la zona de levas, vástagos, empujadores, otros pares cinemáticos (Dmermy, 1962: 210-212; Shilling, 1962: 208-220).

Es importante destacar el papel del aditivo para evitar el desgaste, el rompimiento de la película (carga crítica) y la soldadura de las piezas (extrema presión). En el caso de los aceites hidráulicos y motores, el aditivo paquete empleado contiene fundamentalmente dialquilditiofosfato de cinc; la acción global de este tipo de aditivo es compleja, acelera la adaptación macrogeométrica de las superficies por pulidos químicos iniciados cuando las piezas se someten a altas temperaturas, forma películas superficiales sólidamente ligadas y dotadas de propiedades antigrapitantes (Shilling, 1962: 208-220; Cubalub, 1996: 70-118).

En el caso de las grasas, el aditivo paquete contiene principalmente compuestos de cloro, fósforo y azufre, los cuales no actúan a bajas y medianas cargas, sólo comienza su acción cuando las presiones son muy elevadas provocando con esto un incremento considerable en la temperatura. Este aditivo lo que forma es una película metal-sal, que separa las superficies metálicas evitando la soldadura (Mundi *op. cit.*: 43-88). En la industria azucarera, en los guijos de los centrales, juegan un papel fundamental las grasas lubricantes, debido a las altas presiones que ocurren sobre la masa mayor del molino y pueden alcanzar valores de 550 toneladas.

Para conocer el comportamiento de los lubricantes mencionados, además de otros, se realizan los ensayos de banco en la máquina de 4 bolas para determinar los valores de desgaste a cargas relativamente bajas (entre 20 y 50 kg); el rompimiento de la película de lubricante se determina en el ensayo de carga crítica y la carga de soldadura que caracteriza la capacidad límite de trabajo del lubricante en condiciones de extrema presión. Cuando se someten los distintos lubricantes a ensayo, sobre las superficies metálicas de las bolas se verifica la interfase metal-lubricante, un fenómeno de adsorción que se encuentra en función de dos variables que son: la naturaleza, clase y estado del metal, y la untuosidad del lubricante o polaridad de sus moléculas, las cuales tienden a fijarse perpendicularmente sobre el metal, adhiriéndose al mismo por su grupo polar y dando a esta capa monomolecular un estado físico muy parecido al sólido (*ibid.*: 99-123).

Los aceites motores son los de mayor consumo; las grasas son muy importantes en las industrias papelera, azucarera y del cemento. Los aceites hidráulicos se utilizan en diferentes mecanismos de importancia. Estos lubricantes se someten a ensayos bajo condiciones forzadas, tratando de eliminar al máximo los errores en las pruebas que brindan información a la hora de seleccionar los lubricantes.

Es objetivo de este trabajo comparar bajo la óptica de la tribología el comportamiento de los diferentes lubricantes ensayados, con distintas concentraciones de aditivos.

I. Materiales y Métodos

Los ensayos necesarios para conocer las características físicas de un lubricante o bien determinar su comportamiento y grados de alteración después de un tiempo de servicio, pueden ser divididos en dos tipos: ensayos que sirven para el control de los productos adquiridos o para vigilar el estado de los aceites en servicio o en motores u otras maquinarias, y ensayos más precisos, cuantitativos, que deben realizarse en centros o laboratorios especializados en la materia (*ibid.*: 258-262)

En el mundo existen diversos métodos y normas de ensayos de lubricantes como son los ASTM, API, IP, INTA, DIN, MIL, y otros. En el presente trabajo se utilizó el método y la norma ASTM-D 2783-7, en un banco de ensayo "Máquina Shell" de cuatro bolas o simplemente máquina de cuatro bolas, y los materiales que se utilizaron fueron (Stanhope, 1990: 9-20):

1. Máquina Shell de cuatro bolas .
2. Bolas de acero normalizadas S.K.F., con aleación de cromo fabricadas de acero estándar AISI N°-E-52100 con un diámetro de 12.7 mm y grado 25 EP (extra pulidas).

3. Microscopio con un aumento de 24x y más, provisto de escala con valor de división de 0.01 mm y menos.

4. Cronómetro.

5. Nafta solvente para la industria de la goma.

6. Raspador rectangular para eliminar rebaba que se forma alrededor de la huella de desgaste en las bolas .

7. Espátula para las grasas.

8. Papel de filtro y papel absorbente.

9. Muestras de aceite hidráulico, aceite motor y grasas para presiones extremas.

La máquina de cuatro bolas funciona con un motor eléctrico que mueve el eje vertical, en el pie del cual va insertado, mediante un muelle y chaveta, una bola de acero normalizada, tipo S.K.F. de 12.7 mm de diámetro, la cual se sitúa en contacto con otras tres bolas iguales, colocadas en una base de alojamiento en la platina de la máquina, con tuerca de frenado y recubiertas por el aceite a ensayar. La presión de la bola motriz sobre las otras tres es variable y regulada mediante un brazo de palanca que permite alcanzar cargas de 800 kg, que concentradas en los puntos de contactos de las bolas producen elevadísimas presiones.

La prueba cuenta con una serie de determinaciones; cada determinación se realiza con una muestra nueva del lubricante que se ensaya y cuatro bolas nuevas. La duración de la prueba desde el momento de conexión hasta el momento de parada durante la determinación de la carga crítica, carga de soldadura e índice de desgarramiento debe ser de 10 ± 2 s y en la determinación del índice de desgaste de 60 ± 0.5 min (*ibid.*: 9-20).

El índice de desgaste que caracteriza la influencia del lubricante sobre el desgaste de las superficies de trabajo se determina con carga constante establecida en la documentación técnica-normativa de la máquina. El índice de desgaste (Dd) en mm se considera el valor medio aritmético de los diámetros de la huella de desgaste de las bolas inferiores de dos pruebas paralelas. Por la experiencia acumulada en nuestro Centro en la Sección de Motores, podemos decir que éstos se consideran aceptables hasta 0.5 mm. Se realizan dos pruebas paralelas (Stanhope Seta, 1990: 9-20).

Para la determinación de la carga crítica que caracteriza la capacidad del lubricante y evitar el surgimiento del desgarramiento de la superficies de trabajo y de la carga de soldadura que caracteriza la capacidad límite de trabajo del lubricante en las condiciones de prueba, se realiza previamente una serie de ensayos sucesivos con cargas de incremento o decrecimiento según la norma. En la determinación de la carga crítica (Pk) en kg, se toma como resultado la magnitud menor de carga crítica de dos magnitudes sucesivas (*ibid.*: 9-20).

La carga de soldadura (P_s) en kg se considera la menor carga a la que ocurre la parada automática de la máquina, cuando alcanza el momento de fricción de 1180 ± 2.5 N cm, o un diámetro de desgaste de 4 mm en la soldadura de las bolas.

Durante estos ensayos, las condiciones en el banco de prueba son más forzadas que las del mecanismo real, por ejemplo, en un motor Yamz-236, la presión media efectiva sobre la cabeza del pistón es de 0.213 MPa, lo que equivale a 2.16 kgf/cm²; este valor va a ser similar a 1/3 de la presión media efectiva, cuya magnitud en la zona segmento camisa pistón será de 0.72 kgf/cm². Sin embargo, en la máquina de 4 bolas las cargas se reparten equitativamente sobre un punto, por ejemplo 30 kg serían 10 kg en cada punto de la bola (Shilling, 1962: 267-272; Stanhope, 1990: 9-20; Jovaj, 1982: 557-580; Dudley, 1967: 15-17; SKF, 1972: 50-52; NTN, 1979: 210-212).

En las levas y balancines donde se encuentran las extremas presiones, las cargas son de hasta 150 kg/cm² aproximadamente. Se debe destacar que al tener resultados satisfactorios de los lubricantes ensayados, permiten seleccionar los produc-

tos para la etapa concluyente, es decir, la prueba práctica sobre el mecanismo donde ha de ser empleado ya que las propias variables que este introduzca, por sus características de construcción, por su calidad mecánica, por su montaje, y otras variables aleatorias, determinará un comportamiento del producto en dependencia de dichas características (Shilling 1962: 267-272).

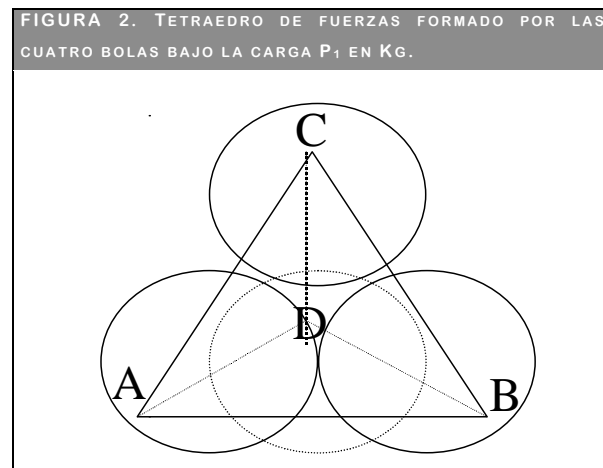
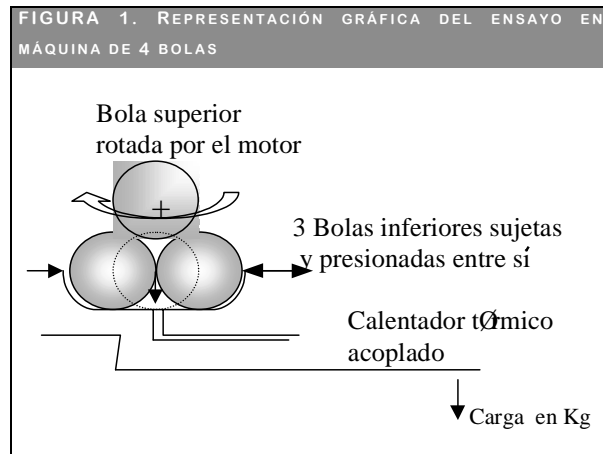
II. Análisis de los resultados

En las pruebas de banco efectuadas, el material y la película lubricante se someten a fuertes y duras condiciones de trabajo, produciéndose la llamada fricción severa, que ocurre cuando las superficies de los metales son iguales. En estos ensayos, las bolas al quedar en contacto entre sí “brincan”, la fricción se eleva y se incrementa el desgaste. Es muy difícil o prácticamente imposible separar los parámetros de desgaste, fricción y lubricación en un mecanismo. El desgaste no es más que la pérdida de peso y por tanto, de materia, sufridas por las superficies frotantes. Este tiene distintas formas o causas que actúan aisladas o conjuntamente, tales como:

- *Desgaste por adherencia*, este no es más que la transferencia de partículas metálicas entre las superficies frotantes implicando una pérdida de peso y desgaste mayor para el metal más blando.
- *Desgaste por abrasión* es el efecto del limado que desarrolla la superficie dura sobre otra blanda, o bien las partículas más duras libres existentes entre ellas dos.
- *Desgaste por corrosión*, producida por elementos nocivos que, en combinación con las superficies metálicas dan lugar a productos de reacción, que aunque son posteriormente eliminados por el frotamiento reaccionan ocasionando pérdida de peso y material.
- *Fatiga de las superficies metálicas*, los efectos continuados de fricciones de rodadura y de deslizamiento bajo fuertes cargas y con deformaciones más o menos reversibles correspondiente, provocan la creación y preparación de fisuras microscópicas, que dan lugar al picado de las superficies metálicas (rodamientos, dientes de engranajes que están sometidos a fuertes cargas) (CIPID, 1997: 16; Mundi, 1972: 258-262; Dmermy, 1962: 210-212; Shilling, 1962: 208-220; García, 1970: 17-190).

- *Fuerzas que actúan en la máquina de 4 bolas*. Las 4 bolas están dispuestas en el aparato en forma de un tetraedro equilátero, de manera que la carga vertical P produce una fuerza oblicua P_1 entre la bola de arriba y cada una de las tres bolas inferiores, según se muestra en la figura 1.

Como los ángulos son iguales, en un tetraedro equilátero, entonces la magnitud de las fuerzas puede estar presentada por las dimensiones del tetraedro presentado en la figura 2.



De esta manera, si

$$AB = DB = CB = DC = AD = AC = P_1$$

Entonces

$$AM = BM = \left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right)P_1$$

$$OM = \left(\frac{\sqrt{3}}{6}\right)P_1 \quad \text{y} \quad BO = \left(\frac{\sqrt{6}}{3}\right)P_1$$

a) La fuerza resultante vertical debido a las tres bolas es = 3 BO o sea = $(\sqrt{6})P_1$ y este es igual a la carga aplicada P, por tanto

$$P_1 = P / (\sqrt{6}) = 0.408 P \quad (1)$$

b) Presión específica media

Como es conocida la relación P_1/P , es evidente que la presión específica media sobre el área de contacto al final de la prueba puede ser expresado de la manera siguiente:

$$P_m = (100^p - (\sqrt{6})) / A$$

donde $A = \pi d^2 / 4$

$$P_m = 52P / d^2 \quad (\text{kg/cm}^2) \quad (2)$$

P_m = Presión específica media (kg/cm²)

P = Carga vertical aplicada (kg)

d = diámetro del área de contacto (mm).

c) Diámetro Hertz y Presión dentro del contacto. El radio del área de contacto entre dos superficies esféricas se puede expresar de la forma siguiente:

$$a = \sqrt[3]{(3\pi/4)P_1 + R_1R_2(k_1 + k_2) / R_1 + R_2} \quad (3)$$

a = radio del área de contacto

P_1 = fuerza de compresión aplicada

R_1 y R_2 = radio de los dos cuerpos esféricos

K_1 y K_2 = constantes (Poisson y Young).

Cuando ambas esferas mantienen propiedades elásticas, la ecuación se puede expresar de la forma siguiente:

$$a = 1.109 \sqrt[3]{6P_1R_1R_2 / E(R_1 + R_2)} \quad (4)$$

Esto calcula un valor de 0.3 para grado de contaminación.

Como todas las bolas tienen el mismo radio y las mismas hacen contacto en ángulo con la fuerza vertical, la ecuación se convierte en:

$$a = 1.109 \sqrt[3]{P_1 R_2 / E 2R} = 1.109 \sqrt[3]{P R^2 / \sqrt{6E} 2R} \quad (5)$$

E = Módulo de Young, $E = 2.10 \times 10^6$ kg/cm²

R = 0.635 mm

Si E está dando valor 2.10×10^6 Kg/cm² y R es 0.635 cm

$$a = 4.38 * 10^{-3} \sqrt[3]{P} \quad (\text{centímetros})$$

De manera que el diámetro del área de contacto $dh = 2a$, se convierte en:

$$dh = 8.77 * 10^{-2} \sqrt[3]{P} \quad (\text{milímetros})$$

La presión media q , dentro del contacto, está dada por:

$$q = P_1 / \pi a^2 \quad (6)$$

y por sustitución para a en (6) y P_1 en (1)

$$q = 6800 \sqrt[3]{P} \quad \text{Kg/cm}^2$$

La distribución de la presión dentro del contacto Hertz es hemisférico y la presión máxima q_0 está dada en $3/2q$, es decir:

$$q_0 = 1.02 * 10^4 \sqrt[3]{P} \quad P = \text{kg/cm}^2 \quad (7)$$

d) Velocidad de deslizamiento

Como la distancia r desde el centro de las superficies de contacto en las bolas que permanecen debajo hasta el eje de rotación es 0.367 cm, la velocidad de deslizamiento V a una velocidad motriz de N rpm es $2\pi rN$ y el valor L para la máquina Shell de 4 bolas es 1475.

e) Coeficiente de fricción

Es el momento de torsión friccional ejecutados sobre las bolas inferiores se puede expresar de la manera siguiente:

$$T = f 3P r / \sqrt{6} \quad \text{kg/cm}^2$$

T = Momento de torsión friccional kg/mm

f = Coeficiente de fricción

P = Carga aplicada kg

r = Radio descrito bajo la sección (d) mm

T = FL/ kg/mm

TABLA 1

RESULTADOS DE ENSAYOS EN LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS

ACEITES BÁSICOS				
MATERIAL LUBRICANTE	DESGASTE (MM)	CARGA CRTICA	CARGA DE SOLDADURA	
	(1 HR, 30 KG)	KG	KG	
BÁSICO IMPORTADO TURBINA	0,908 - 0,713	56	120	
BÁSICO NACIONAL AC. TURBINA F	0,810 - 0,790	52	112	
BÁSICO NACIONAL TURBINA HIDROFINADO MÁS TIERRA DE PINO LIGERO	0,768 - 0,702	52	112	

ACEITE HIDRÁULICO (ADITIVADO)				
MATERIAL LUBRICANTE	N DE MEZCLA	DESGASTE (MM)	CARGA CRTICA	CARGA DE SOLDADURA
		(1 H, 30 KG)	KG	KG
BH 68 CON (A)	1	0,405 - 0,427	80	133
H-32 CON (A)	2	0,406 - 0,402	63	126
BH 68 CON (B)	3	0,345 - 0,349	75	133
H 68 + TURBINA + SAE 30 CON (B)	4	0,327 - 0,322	89	133
H 32 CON (B)	5	0,31 - 0,334	56	126
H 32 CON (B)	6	0,335 - 0,322	67	126
H-1-68 (C)	7	0,405 - 0,417	80	150
H-3-68	8	0,399 - 0,397	80	133
H-2-68	9	0,408 - 0,385	84	133
H-5-32	10	0,397 - 0,390	67	126
H-4-32	11	0,397 - 0,387	56	119

TABLA 2

RESULTADOS DE ENSAYOS EN LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS

ACEITES BÁSICOS PARA MOTORES (SIN ADITIVAR)				
MATERIAL LUBRICANTE	DESGASTE (MM)	CARGA CRTICA	CARGA DE SOLDADURA	
	1 H, 30 KG.	KG.	KG.	
ACEITE CILINDRO	0,757 - 0,647	47,5	119	
SAE 30	0,872 - 0,647	47,5	112	
SAE 140 TURBINA	0,71 - 0,692	60	126	
	0,747 - 0,722	45	100	

ACEITES PARA MOTORES (ADITIVADOS)				
MATERIAL LUBRICANTE (MON GRADOS)	N DE MEZCLA	DESGASTE (MM)	CARGA CRTICA	CARGA DE SOLDADURA
		1 H, 30 KG.	KG.	KG.
SAE 30 +SAE 140 +(C) AL 9,5%	1	0,435 - 0,265	126	160
SAE 30 +TURBINA +(C) AL 9,5%	2	0,435 - 0,430	150	168
SAE 30 +SAE 140 +(C) AL 4,2%	3	0,315 - 0,319	106	168
SAE 30+SAE 140 + (C) AL 5,5%	4	0,312 - 0,315	119	160
SAE 30 +SAE 140+(E) AL 4,4% +(F) AL 0,4%	5	0,345 - 0,375	126	160
SAE 30 +TURBINA +(D) AL 9,35%	6	0,397 - 0,364	94	168
SAE 30 +TURBINA +(D) AL 9,35%	7	0,367 - 0,384	100	150

F = Fuerza ejercida sobre un resorte indicador kg
 L = Longitud del brazo de palanca torsional mm

Por lo tanto

$$f = \sqrt{6} F L / 3 P r = 0.222 F L / P$$

Los ensayos de banco se iniciaron con las muestras de aceite hidráulico, analizándose los básicos y luego las mezclas aditivadas con aditivos paquetes (A) y (B).

El desgaste en los básicos nacionales se comportó entre 0.702 - 0.810 mm, siendo estos valores más bajos que el del básico importado (0.713 - 0.908 mm). Todo lo contrario a lo que ocurre con los valores de carga crítica y carga de soldadura (tabla 1). Las mezclas aditivadas se comportaron de la siguiente forma, la mezcla N 5 tiene los valores más bajos de desgaste utilizándose el aditivo paquete (B), y los mayores valores de desgaste se obtienen en la mezcla N 1, con el aditivo paquete (A). Para la carga crítica, el mejor valor se obtiene en la mezcla N 9 con el aditivo paquete (A), y los menores valores se obtiene con el aditivo paquete (B). Lo mismo ocurre en los ensayos de carga de soldadura.

La mejor variante para ser utilizada como aceite hidráulico fue la mezcla N 7, ya que tiene los mejores valores de carga crítica, carga de soldadura y los desgastes se comportan por debajo de 0.5 mm. Esta selección es con base en los fenómenos de desgaste a los que se hace referencia en la introducción.

Al evaluar los aceites motores en mezclas de diferentes concentraciones de los aditivos paquetes (C), (D) y (E), los mejores valores de desgaste se obtienen con la mezcla N 4 y el aditivo paquete (C) con una concentración de 5.5 % m, y los mayores valores se obtienen con una mezcla igual (N 1) pero aumentando la concentración del mismo aditivo paquete a 9.5 % m (tabla 2).

El mayor valor de carga crítica corresponde a la mezcla N 2 con 150 kg, manteniendo el mismo aditivo paquete en la misma concentración, cambiando uno de los básicos. El menor valor se encuentra en la mezcla N 6 con el aditivo paquete (D) con una concentración de 9.35% m, con los mismos básicos de la mezcla N 2 (Cubalub, 1996: 70-118).

En un motor, en la zona segmento-camisa-pistón, se ha comprobado que en 30% del ciclo, a caballo de la posición del punto medio superior, tiene lugar el contacto metal con metal. Naturalmente, las temperaturas del aceite y de la pared, la viscosidad, índices de viscosidad, volatilidad, presiones de la combustión, etc., son factores que pueden modificar más o menos la importancia de estos contactos. Pero es prácticamente inevitable que la película de aceite se rompa durante las anulaciones de la velocidad relativa de los seg-

mentos en relación con la camisa, en los puntos muertos (Shilling, 1962: 167-272).

Los mayores valores de carga de soldadura se obtienen en las mezclas N° 2, 3 y 6. Las mezclas N° 2 y 6 están formuladas con los mismos básicos, pero con distintos paquetes de aditivos en concentraciones similares.

Las elevadas presiones en un motor están, principalmente, en los mecanismos de levas, empujadores, balancines y válvulas, donde la película de aceite es comprimida por la presión de los gases de escape y por la presión contraria ejercida por el resorte, por ejemplo, la presión de los gases disminuida al eje del taqué es igual a 1.44 kgf/cm² aproximadamente, y la presión de resorte es 4.5 kgf/cm² (Shilling, 1962: 167-272; Jovaj, 1982: 641-645).

La mejor formulación fue la mezcla N° 2, si se tienen en cuenta los resultados de los ensayos y el desgaste adhesivo en los motores.

En los motores, los aceites multigrados están sometidos al fenómeno de cizallamiento, el cual provoca la pérdida de viscosidad del lubricante acercándola a la del básico, por lo que el aceite debe recuperarse rápidamente. Para evaluar este problema, en banco de prueba, se realizaron ensayos a los aceites 15W40 Supra diesel, con nivel de calidad CF-4 y 15W40 CF-4 (tabla 3) (Cubalub, *op. cit.*: 70-118).

En la evaluación de las grasas lubricantes, los valores de la carga crítica y la carga de soldadura, son muy importantes, ya que los mismos van a jugar un papel fundamental durante las extremas presiones en los mecanismos. No obstante, se evaluó el desgaste (1 hora, 30 kg) para conocer su comportamiento.

Se debe destacar la importancia del paquete de aditivo empleado (M, O Y G) ya que estos contienen compuestos para actuar frente a extremas presiones que causan las elevadas temperaturas y los desgastes violentos en los mecanismos (Mundi *op. cit.*, 1962: 99-123; García *op. cit.*, 1970: 142-190).

Los resultados de desgaste, a excepción de la mezcla N° 5, se mantienen por debajo de 0.5 mm, lo que evidencia que los aditivos de extrema presión no actúan a pequeñas cargas; sin embargo, en la carga crítica se obtienen valores por encima de 126 kg (tabla 4). El mejor valor de carga crítica lo tiene la mezcla N° 3, que presenta el mayor % de aditivación, y el mayor valor de carga de soldadura es el de la mezcla N° 5. La mejor variante resultó la mezcla N° 4, porque tiene un valor alto de carga de soldadura y un valor medio de carga crítica, con menor concentración del aditivo.

Estos ensayos permiten seleccionar las mejores variantes de formulación de los aceites y grasas desde el punto de vista de la tribología (fricción, desgaste y lubricación) sin tener en cuenta diferentes factores, tales como, el ataque

TABLA 3

RESULTADOS DE ENSAYOS EN LA M^Q QUINA DE CUATRO BOLAS

MATERIAL LUBRICANTE (MULTIGRADOS)	N° DE MEZCLA	DESGASTE (MM) 1H, 40KG.	CARGA CRTICA KG	CARGA SOLDADURA KG
ACEITE MOTOR SUPRA DIESEL 15W/40 CF - 4 (NUEVO)	1	0.495	94	-
ACEITE MOTOR SUPRA DIESEL 15W/40 CF - 4 (CIZALLADO)	2	0.492	88	-
ACEITE API CF 4 15W/40 (NUEVO)	3	0.484	106	-
ACEITE API CF - 4 15W/40 (CIZALLADO)	4	0.517	100	-

TABLA 4

RESULTADOS DE ENSAYOS EN LA M^Q QUINA DE CUATRO BOLAS

GRASAS				
MATERIAL LUBRICANTE	N° DE MEZCLA	DESGASTE (MM) 1 H, 30 KG.	CARGA CRTICA KG.	CARGA SOLDADURA KG.
GRASA M-10 (SIN ADITIVO)		0.499	84	200
GRASA M-11		0.6295	106	282
GRASA M-12		0.4085	94	211
GRASA M-13		0.476	94	400
GRASA M-14		0.42	106	237
GRASA M-15		0.4615	126	376
GRASA M-16		0.465	112	630
COMBINACION DE LAS GRASAS CON DISTINTAS CONCENTRACIONES DE ADITIVOS				
MATERIAL LUBRICANTE	N° DE MEZCLA	DESGASTE (MM) 1 H, 30 KG.	CARGA CRTICA KG.	CARGA SOLDADURA KG.
GRASA M- 17 + 3% M + 3% O	1	0.467	133	447
GRASA M- 18 +2 % M+2 % O + 2 % G	2	0.478	119	447
GRASA M- 19 + 6 % O + 6% G.	3	0.47	150	630
GRASA M - 20+3 % M, 3 % G Y 3 %O.	4	0.48	119	668
GRASA M - 21+ 6 % M, 3 %G Y 3% O.	5	0.527	126	708
GRASA M - 22+3 % M, 3 % G Y 6 % O.	6	0.497	119	630


químico, las elevadas temperaturas, los diseños de las máquinas y otros, que actúan durante el funcionamiento de los equipos, según sea su designación.

Conclusiones

1. Se obtuvieron las mejores variantes de formulación de aceites lubricantes hidráulicos, para motores y grasas para los centrales.
2. Se definieron los aditivos paquetes idóneos y su concentración para las diferentes mezclas.
3. Se demostró que con la combinación de los aceites básicos y los aditivos paquetes se pueden obtener mejores mez-

clas que alargan la vida útil de las piezas. Esto se revierte en un ahorro de energía y, por tanto, económico.

Recomendaciones

- Estudiar las diferentes variantes que se formularon en condiciones reales de explotación.
- Conocer el comportamiento físico químico de las distintas variantes estudiadas.
- Investigar con más profundidad el comportamiento químico de los aditivos paquetes para este tipo de formulaciones en otros bancos de ensayos. 



BIBLIOGRAFÍA

- Canada Center for Surface Transportation Technology.
Catálogo de rodamiento SKF (1979). Editorial ORBE.
- Cubalub (1996). *Shell Additives*. Cuba.
- Dmermy, I. (1962). *Tecnología del automóvil*. Ediciones Técnicas. Marcombo S.A., Barcelona.
- Dudley, D. (1967). *Teoría y práctica de la lubricación*.
- García, F. (1970). *Caracterización y aplicación de los lubricantes*. Editora Inst. del libro.
- Jóvaj, M.S. (1982). *Motores de automóviles*. Ed. Mir. Moscú.
- Mundi, E. (1972). *Los lubricantes y sus aplicaciones*. Editorial Interciencia.
- NTN Toyo Bearing Co-LTD (1979). *Ball and roller bearing*. Japan. CAT N° 2001-II.
- Shilling, A. (1962). *Los aceites para motores y lubricación de los motores*. Tomo I y II.
- Stanhope, S. (1979). *Extreme pressure lubricant testing mecaning*. Seta-Shell 4-Ball.
- CIPID (1997). *Programas de lubricación y tribología*. National Research Council. Canadian Institute for Petroleum Industry Development.