

Influencia de la lubricación en la eficiencia de engranajes de tornillo sinfín

Influence of oil lubrication on cylindrical worm gear efficiency

Gonzalo González-Rey

Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría. Facultad de Ingeniería Mecánica. La Habana. Cuba

Correo electrónico: cidim@mecanica.cujae.edu.cu

Recibido: 30 de agosto de 2012

Aceptado: 8 de octubre de 2012

Resumen

Fue desarrollado un procedimiento para estimar la eficiencia de engranajes de tornillo sinfín cilíndrico considerando pérdidas de potencia por fricción entre flancos conjugados, tres bases de lubricantes y sistema de lubricación. El procedimiento fue validado por comparación con valores de eficiencia reportados para engranajes fabricados por una compañía especializada en engranajes. Los resultados establecen fuerte dependencia entre el coeficiente de fricción y la velocidad de deslizamiento hasta valores inferiores a 0.4 m/s en engranajes con aceites sintéticos y para engranajes con inmersión en aceites minerales el coeficiente de fricción de ensayo fue observado constante hasta velocidades de deslizamiento inferiores a 0,9 m/s. Fue determinado que en sistemas de lubricación por inmersión, los aceites sintéticos en sustitución de aceites minerales mejoran como promedio en 44 % la eficiencia de engranajes de tornillo sinfín. Finalmente, fue formulado un módulo racional del engranaje orientado a maximizar la eficiencia del engranaje lubricado con aceite sintético.

Palabras claves: eficiencia, engranaje, tornillo sinfín, lubricante, aceite sintético, ISO/TR 145281.

Abstract

In this study, a general procedure is proposed for the prediction of cylindrical worm gear efficiency taking into account friction losses between worm and wheel gear, three base oils and lubrication system. The validation of procedure was achieved by comparing with values of efficiency for worm gear units referenced by a German gear manufacturer company. In the case of worm gears lubricated with synthetic base oils, results show an strong dependency between basic coefficient of friction and sliding velocity up to 0,4 m/s and for dip lubrication with mineral oils the basic coefficient of friction was observed constant for sliding velocity below 0,9 m/s. Other results confirm the increase of worm gear efficiency at approximately 44 % when gears are lubricated with synthetic oils in substitution of mineral oils. Finally, an important recommendation to calculate a rational module for maximum worm gear efficiency with synthetic lubrication is presented.

Key words: efficiency, worm gear, lubricant, lubrication, synthetic oil, ISO/TR 145281.

Introducción

En el conjunto de formas de transferir energía en las máquinas actuales son destacables las transmisiones mecánicas. Múltiples son las formas de transmitir la energía mecánica, pero indiscutiblemente que las de mayor generalización y difusión siguen siendo los accionamientos con engranajes, debido a la combinación de soluciones disponibles para transmitir el movimiento con eficiencia y diversidad geométrica. Por consiguiente, el desarrollo de engranajes más eficientes será siempre una respuesta al diseño de máquinas más efectivas.

La práctica ha demostrado que las transmisiones por engranajes cilíndricos con perfil de evolvente son muy eficientes. Varios resultados [1-3] han sido orientados a establecer procedimientos para determinar con precisión la eficiencia de los engranajes cilíndricos y cónicos. Sin embargo, a pesar de este desarrollo, no puede decirse lo mismo de los estudios orientados a determinar con precisión la eficiencia de los engranajes de tornillo sinfín cilíndrico caracterizados por su relativa gran relación de transmisión cinemática y compacidad que contrasta con su baja eficiencia mecánica.

En el conjunto de las transmisiones mecánicas, los engranajes de tornillo sinfín presentan valores de eficiencia significativamente menores que el resto. Es conocido que estos engranajes, como regla general pueden variar su eficiencia mecánica desde 50 % hasta 90 %. La referida variación de la eficiencia de los engranajes de tornillo sinfín tiene dependencia de la velocidad de rotación del tornillo, la relación de transmisión, el sentido del flujo de la potencia, la geometría del engranaje y de manera distintiva del sistema de lubricación y lubricante aplicado [4, 5].

Se conoce que en los pares engranados de tornillo sinfín – corona existe durante el funcionamiento un intenso y continuo deslizamiento, por lo que son requeridos aceites de elevada viscosidad y con características de lubricidad para reducir la fricción. Por consiguiente, el lubricante es un factor importante en la eficiencia del engranaje de tornillo sinfín. En general, está muy extendido el uso de aceites con base mineral en los sistemas de lubricación de las transmisiones por engranajes de tornillo sinfín.

En la actualidad, los engranajes de tornillo sinfín además de ser lubricados con aceites de base mineral; pueden alternativamente emplear aceites formulados con bases sintéticas. Los aceites sintéticos son reconocidos por facilitar la reducción de la fricción en el contacto de las superficies del engranaje y disminución de la fricción fluida permitiendo menores temperaturas operacionales del lubricante con una prolongación de la vida del aceite y del engranaje [4, 6]. En contraposición a las excelentes características de los aceites sintéticos está el mayor costo que aún presentan en comparación con los aceites minerales, pero esta diferencia se estima que será reducida en pocos años y la ventajosa relación costo-beneficio esperada incrementará el uso de aceites sintéticos en los engranajes de tornillo sinfín. Además, se conoce que especialistas en lubricación continúan el desarrollo de mejores aceites lubricantes biodegradables [7] y otros con propiedades derivadas de la nanotecnología [8]. Esta situación, hace necesario y promueve el establecimiento de nuevos métodos y procedimientos de cálculo de los engranajes considerando el efecto de la lubricación en su capacidad de trabajo y eficiencia.

Algunos trabajos [9-11] han sido encaminados a establecer procedimientos para estimar la eficiencia de engranajes de tornillos sinfín pero en general condicionan los cálculos a combinaciones de materiales para el tornillo y la rueda dentada y se limitan a considerar una lubricación adecuada del engranaje sin especificar el lubricante o tipo de lubricación.

Desde los últimos años de la década del 90, se trabaja en la elaboración de nuevas y mejores normativas dirigidas a mejorar la efectividad en explotación de los engranajes. En el año 2001, fueron aprobados los Reportes Técnicos: ISO/TR 14179-1:2001 e ISO/TR 14179-2:2001 que incluyen fórmulas para evaluar las pérdidas de potencia en sistemas de engranajes. En el año 2010, fue presentado en el Comité Técnico ISO 60 (gear) el Reporte Técnico ISO 14521 [12] para evaluar la capacidad de carga de engranajes de tornillo sinfín con propuestas de fórmulas para evaluar la eficiencia de estos sistemas mecánicos. Este estado del conocimiento, reflejado en la edición de normas y reportes técnicos ISO con relación al cálculo de la eficiencia un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico, ha permitido sentar las bases de este trabajo para desarrollar y aplicar un procedimiento analítico de estimación del ángulo de fricción efectivo entre los flancos en contacto de la hélice del tornillo y los dientes de la rueda en presencia de diferentes lubricantes y sistema de lubricación y valorar su influencia en la eficiencia del engranaje

Métodos y Materiales

Para el análisis de la influencia de la lubricación en la eficiencia de engranajes de tornillo sinfín será empleado un método analítico basado en una simulación del comportamiento de la eficiencia del engranaje

con variaciones de parámetros dependientes del lubricante y el sistema de lubricación. La simulación del comportamiento de la eficiencia del engranaje tiene su base en un procedimiento desarrollado durante este trabajo para valorar la eficiencia de estos engranajes y tomado en consideración relaciones empíricas y teóricas declaradas en el Reporte Técnico ISO/TR 14521:2010 [12] orientado a establecer la capacidad de carga de engranajes de tornillo sinfín cilíndrico.

Un modelo matemático de la solución del problema asociado con la determinación de la eficiencia de un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico en base a las variables conocidas e identificadas en la tabla 1, permitió organizar el procedimiento de cálculo mostrado en la tabla 2.

El estudio fue establecido para un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico con corona dentada de bronce al estaño y tornillo de acero endurecido, el maquinado del tornillo y los dientes de la corona garantizaban que los flancos en contacto mantuvieran un valor de rugosidad media resultante $Ra = 0,5 \mu m$, los dientes en la rueda fueron aceptado con un coeficiente de corrección del perfil de dientes de la rueda $x_2 = 0$ y ángulo de presión normal $\alpha = 20^\circ$. El análisis de la influencia de la lubricación fue considerando aceites con base mineral y bases sintéticas, estos últimos con bases de polialfaolefina y poliglicol. Los sistemas de lubricación en estudio fueron rueda o tornillo inmerso en aceite y lubricación con chorros de aceite a presión.

Tabla 1. Datos necesarios para estimar la eficiencia de un engranaje de tornillo sinfín

Variables	Unidades	Descripción:
q		Relación diámetro del tornillo y módulo (factor de diámetro)
m	mm	Módulo (módulo axial)
z_1		Cantidad de hélices del tornillo
z_2		Cantidad de dientes de la rueda
n_1	min^{-1}	Revoluciones por minuto del tornillo
lubricante		Lubricante y tipo de lubricación

Tabla 2. Procedimiento de cálculo para estimar la eficiencia de un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico

Denominación	Ecuación	Unidades	No. de ecuación
Diámetro de referencia del tornillo	$d_1 = m \cdot q$	mm	(1)
Ángulo de elevación de la hélice del tornillo	$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{z_1}{q} \right)$	°	(2)
Distancia entre ejes de rueda y tornillo	$a = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2)$	mm	(3)
Factor de tamaño	$Y_S = \left(\frac{100}{a} \right)^{0,5}$		(4)
Velocidad de deslizamiento entre flancos	$v_g = \frac{d_1 \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma}$		(5)
Coeficiente de fricción de ensayo.	$\mu_o = f(v_g, \text{lubricante})$		(6)
Coeficiente auxiliar	$B = m + \sqrt{6 \cdot m \cdot d_1 - 9 \cdot m^2}$	mm	(7)
Parámetro de espesor medio de la película de lubricante	$h^* = f(z_1, z_2, \alpha, x_2, q, B)$		(8)
Factor geométrico	$Y_G = \left(\frac{0,07}{h^*} \right)^{0,5}$		(9)
Coeficiente de fricción real	$\mu_z = \mu_o \cdot Y_S \cdot Y_G$		(10)
Ángulo de fricción resultante	$\rho_\mu = \tan^{-1} \mu_z$	°	(11)
Eficiencia del engranaje	$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_\mu)}$		(12)

Es conocido que la fricción entre los flancos relacionados. Como se conoce, el contacto entre las hélices del tornillo y los dientes de la corona dentada en el engranaje de tornillo sinfín está caracterizado por la existencia de un contacto con deslizamiento puro y en esas condiciones de lubricación un análisis físico exacto es complejo. En general se acepta que los flancos del engranaje de tornillo sinfín trabajan en condiciones de lubricación hidrodinámica [10] y con gran dependencia del espesor de la película de lubricante. En esa situación, el estudio fue orientado considerando la condición de lubricación hidrodinámica y el parámetro de espesor medio de la película de lubricante fue establecido mediante la ecuación 13.

$$h^* = -0,393 + 2,9157 \cdot 10^{-6} \cdot z_2^{-0,0847} \cdot \alpha^{0,0595} \cdot 5,927 \cdot 10^{-5} \cdot (q - 0,038 \cdot q^2 + 65,576) \cdot \left(108,8547 \cdot \left(\frac{z_1}{q} \right)^2 - \frac{z_1}{q} - 3294,921 \right) \cdot (3,291 \cdot 10^{-3} \cdot B^2 + B - 13064,58) \quad (13)$$

Adicionalmente, en el engranaje de tornillo sinfín cilíndrico el ángulo de fricción resultante (ρ_μ), y respectivamente el coeficiente de fricción resultante (μ_z) dependen de la velocidad de deslizamiento entre los flancos en contacto que condiciona el régimen de lubricación y la formación de la cuña de aceite. Esta situación fue valorada con la ecuación 14 que permite estimar el coeficiente de fricción de ensayo (μ_o) con las constantes declaradas en la tabla 3. La ecuación 14 fue derivada de relaciones presentes en el Reporte Técnico ISO/TR 14521:2010.

$$\mu_o = A + \frac{B}{(V_g + C)^D} \leq \mu_{oMax} \quad (14)$$

Tabla 3. Valores de las constantes de la ecuación (14)

Tipo de lubricación	Tipo de lubricante	A	B	C	D	μ_{oMax}
Chorro a presión	Aceite mineral	0,028	0,0260	0,17	0,76	0,100
	Aceite sintético del tipo polialfaolefina	0,026	0,0170	0,17	0,92	0,096
	Aceite sintético del tipo poliglicol	0,020	0,0200	0,20	0,97	0,094
Por inmersión	Aceite mineral	0,033	0,0790	0,20	1,55	0,100
	Aceite sintético del tipo polialfaolefina	0,027	0,0056	0,15	1,63	0,096
	Aceite sintético del tipo poliglicol	0,024	0,0032	0,10	1,71	0,094

Resultados

El procedimiento antes presentado fue organizado en una tabla Excel confeccionada al efecto y permitió estimar la eficiencia de engranajes de tornillo sinfín cilíndrico. Posteriormente, el procedimiento fue validado por comparación de los valores de eficiencia estimada con valores de eficiencia reportados para unidades de engranajes fabricadas por la compañía alemana Atlanta [13], especializada en la manufactura de elementos de transmisión mecánica y con particular énfasis en engranajes. La Tabla 4 muestra resultados derivados del proceso de validación que permiten declarar una diferencia promedio de 1.25 % entre valores reales y estimados de eficiencia por consideración de rozamiento entre flancos conjugados.

Tabla 4. Resultado de la validación del procedimiento. (Estimados con $n = 1500$ rpm, $x_2 = 0$, $\alpha = 20^\circ$)

Caso	Código según Atlanta	a (mm)	u	z_1	m (mm)	q	Lubricación por inmersión en aceite del tipo:	Eficiencia η		Diferencia %
								ATLANTA	Estimada	
1	4502020	40	20,0	2	1,50	12,40	Polialfaolefina	0,770	0,774	+0,52
2	4502062	40	62,0	1	1,00	18,00	Polialfaolefina	0,520	0,505	-2,88
3	4504020	63	19,5	2	2,50	11,40	Polialfaolefina	0,820	0,837	+2,07
4	4504061	63	61,0	1	1,60	17,75	Polialfaolefina	0,580	0,579	-0,17
5	4506026	100	26,0	2	3,15	11,50	Polialfaolefina	0,840	0,852	+1,43
6	4506062	100	62,0	1	2,50	18,00	Poliglicol	0,660	0,663	+0,45

Con el objetivo de analizar la influencia del tipo de lubricante y el sistema de lubricación en el comportamiento de la eficiencia de engranajes de tornillo sinfín cilíndrico, fueron estimados valores de eficiencia con empleo del procedimiento propuesto para tres tipos básicos de aceite y dos sistemas de lubricación.

Desde la figura 1 y hasta la figura 6 son mostrados algunos resultados obtenidos para engranajes lubricados por inmersión en baño de aceite y lubricados con sistema de chorro de aceite a presión. Los tres tipos de lubricantes analizados fueron aceite con base mineral, aceite sintético polialfaolefínico y aceite sintético poliglicol. El engranaje se consideró con tornillo sinfín cilíndrico de acero endurecido y rueda con corona dentada de bronce al estaño, rugosidad media resultante $Ra = 0,5 \mu m$, coeficiente de corrección del perfil de dientes de la rueda $x_2 = 0$, y ángulo de presión normal $\alpha = 20^\circ$.

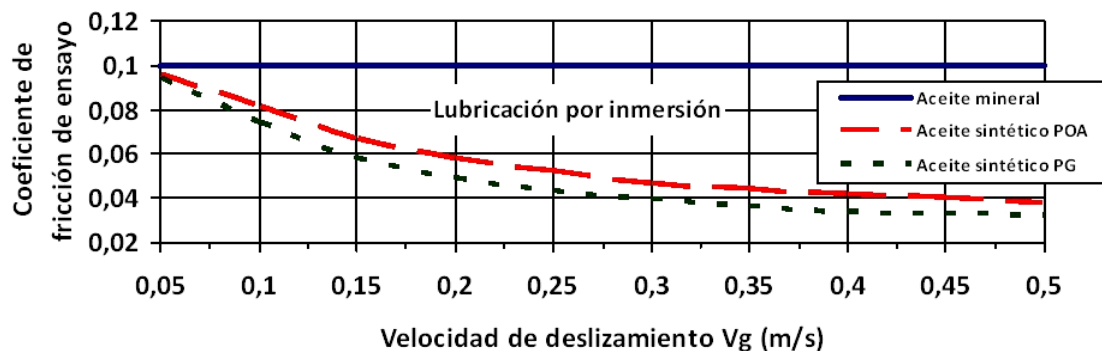


Fig. 1. Comportamiento estimado del coeficiente de fricción de ensayo (μ_0) en función de la velocidad de deslizamiento (v_g) de un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico con lubricación por inmersión y 3 tipos de aceites. (POA = polialfaolefínico; PG = Poliglicol).

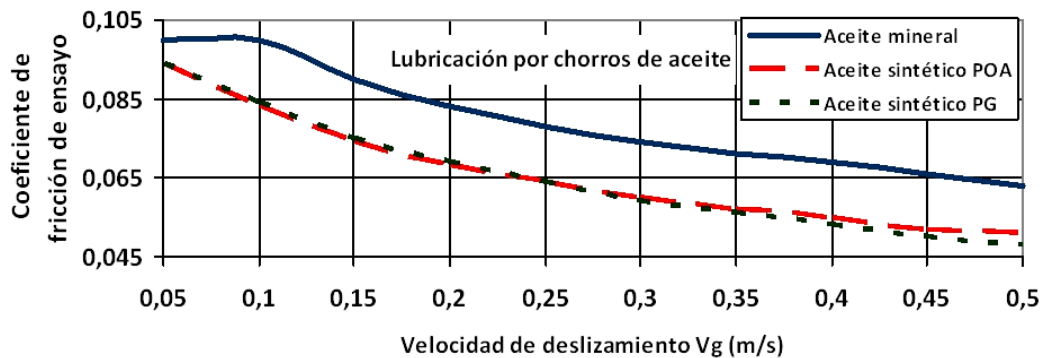


Fig. 2. Comportamiento estimado del coeficiente de fricción de ensayo (μ_0) en función de la velocidad de deslizamiento (v_g) de un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico con lubricación por chorros de aceite a presión y 3 tipos de aceites. (POA = polialfaolefínico; PG = Poliglicol).

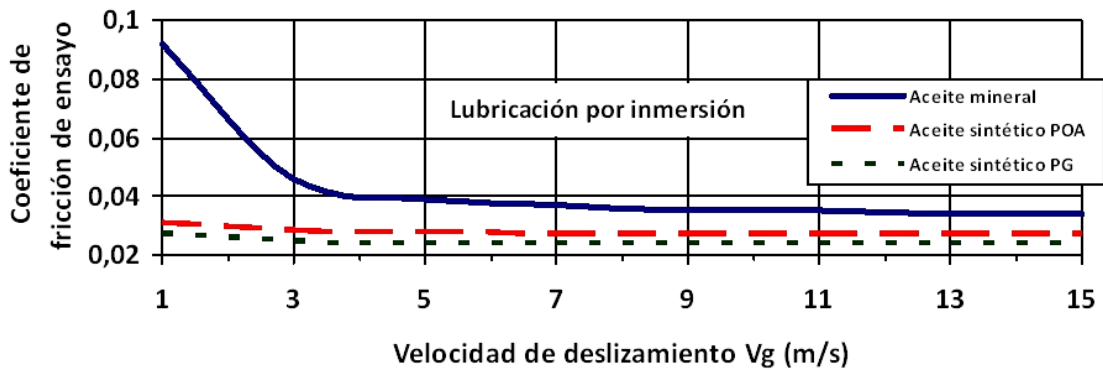


Fig. 3. Comportamiento estimado del coeficiente de fricción de ensayo (μ_0) en función de la velocidad de deslizamiento (v_g) de un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico con lubricación por inmersión y 3 tipos de aceites. (POA = polialfaolefínico ; PG = Poliglicol).

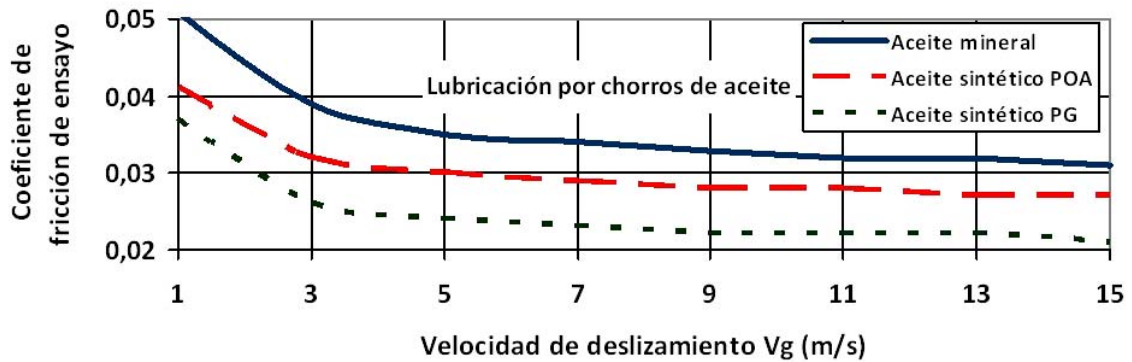


Fig. 4. Comportamiento estimado del coeficiente de fricción de ensayo (μ_0) en función de la velocidad de deslizamiento (v_g) de un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico con lubricación por chorros de aceite a presión y 3 tipos de aceites. (POA = polialfaolefínico; PG = Poliglicol).

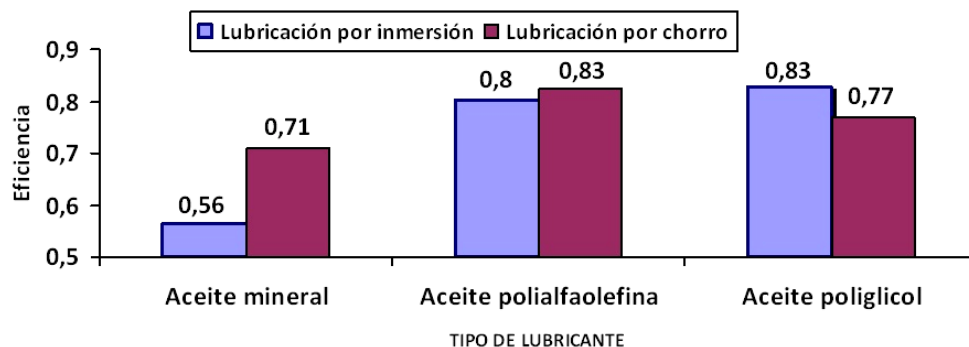


Fig. 5. Influencia del aceite y tipo de lubricación en la eficiencia (η) de engranajes de tornillo sinfín cilíndrico. Valores estimados con velocidad de deslizamiento $v_g = 0,852$ m/s, tornillo de una hélice ($z_1 = 1$), módulo $m = 6$, rueda dentada con 80 dientes, distancia entre ejes $a = 270$ mm y factor de diámetro $q = 10$.

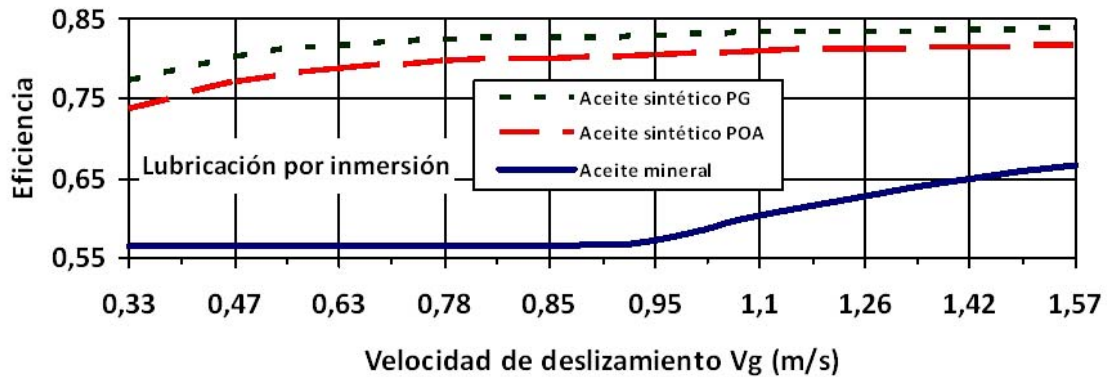


Fig. 6. Influencia del tipo de aceite y la velocidad de deslizamiento (v_g) en la eficiencia (η) de engranajes de tornillo sinfín cilíndrico lubricados por inmersión. Valores estimados con tornillo de una hélice, rueda dentada con 80 dientes, módulo $m = 6$, distancia entre ejes $a = 270$ mm y factor de diámetro $q = 10$.

Discusión

El procedimiento presentado permitió realizar la simulación del comportamiento del coeficiente de fricción y la eficiencia de un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico y establecer la influencia de la lubricación en la eficiencia energética de esta transmisión.

Las figuras 1, 2, 3 y 4 muestran los resultados obtenidos del comportamiento estimado del coeficiente de fricción entre la hélice de un tornillo sinfín cilíndrico de acero endurecido y los dientes de una corona dentada de bronce al estaño. En el caso de engranajes de tornillo sinfín lubricados por inmersión en presencia de aceites sintéticos pudo ser establecido, que para valores de velocidad de deslizamiento (v_g) inferiores a 0,35 m/s, el coeficiente de fricción de ensayo (μ_0) varía significativamente en dependencia de la velocidad de deslizamiento, siendo prácticamente estable el coeficiente de fricción en velocidades de deslizamiento mayores a 3 m/s. Para el caso de engranajes de tornillo sinfín lubricados con chorros a presión de aceites sintéticos pudo ser estimado que el coeficiente de fricción tiene una importante variación en velocidades de deslizamiento menores de 0,45 m/s y el comportamiento del coeficiente de fricción de ensayo se observó prácticamente constante para valores de velocidades de deslizamiento mayores que 9 m/s. Para engranajes lubricados con inmersión en aceite mineral el coeficiente de fricción de ensayo fue observado constante $\mu_0 \approx 0.1$ para velocidades de deslizamiento inferiores a 0,9 m/s. En el caso de engranajes lubricados con chorros a presión de aceite con base mineral fue estimado que el coeficiente de fricción tiene una importante variación para velocidades de deslizamiento comprendidas en el rango entre 0.15 m/s y 5 m/s.

Los resultados compilados en la figura 5 evidencian que la influencia del tipo de aceite no es significativa en la eficiencia de engranajes con sistemas de lubricación por chorro de aceite a presión. Esta situación es explicable por la garantía de un suministro continuo de aceite desde una bomba o un sistema de lubricación central que asegura una temperatura adecuada del aceite lubricante y su capacidad de lograr una película lubricante en régimen líquido con un mínimo de contacto metal-metal. En cambio, para engranajes de tornillo sinfín lubricados por inmersión, el uso de aceites sintéticos del tipo poliglicol y polialfaolefina en sustitución de los aceites con base mineral como lubricantes mejoran la eficiencia de estos engranajes como promedio en 42 % (aceite con base de polialfaolefina) y 46% (aceite con base de poliglicol) la eficiencia de estos engranajes. Otros resultados [5, 6] han reportado en las referidas condiciones de este trabajo un aumento en la eficiencia entre 30 % y 50 %.

En el caso de engranajes de tornillo sinfín cilíndrico lubricados por inmersión, los resultados compilados en la figura 6 evidencian que los aceites sintéticos comparados con aceites minerales tienen las mejores condiciones para aumentar la eficiencia del engranaje en aplicaciones con velocidades de deslizamiento (v_g) entre 0,85 m/s y 0,90 m/s. Este resultado permite orientar la ecuación 15 para formular un módulo racional (m_{rac}) de la geometría del engranaje dirigida a maximizar la eficiencia del engranaje lubricado con aceites sintéticos.

Estableciendo la geometría del tornillo para una velocidad de deslizamiento entre 0,85 m/s y 0,90 m/s puede ser maximizada la diferencia de eficiencia del engranaje de tornillo sinfín entre aceites sintéticos y de base mineral. La ecuación 15, obtenida con un simple desarrollo matemático, permite valorar un módulo racional del engranaje en función de la velocidad de deslizamiento óptima para maximizar la eficiencia del

engranaje cuando es preferido un aceite sintético ante un aceite de base mineral para un engranaje con distancia entre ejes (a) fija y velocidad de rotación del tornillo (n_1) establecida.

$$m_{rac} \approx \frac{17000 \cdot \text{sen} \gamma}{n_1 \cdot z_1} \quad (15)$$

En la tabla 5, se muestran como ejemplo los resultados correspondientes a la geometría básica, la velocidad de deslizamiento y la eficiencia estimada de 4 engranajes de tornillo sinfín cilíndrico correlacionados con el valor calculado del módulo racional según ecuación 15. Se observa que el engranaje con mayor eficiencia estimada es correspondiente al de menor diferencia entre el módulo racional (m_{rac}) calculado y el módulo (m) del engranaje. Este resultado permite validar la propuesta de la ecuación 15 para estimar la geometría de un engranaje de tornillo sinfín cilíndrico en aplicaciones orientadas a maximizar su eficiencia cuando es preferido un aceite sintético ante un aceite de base mineral y en condiciones establecidas de distancia entre ejes y velocidad de rotación del tornillo.

Tabla 5. Geometría y eficiencia (η) estimada de engranajes de tornillo sinfín cilíndrico en correspondencia con el modulo racional (m_{rac}), calculado en condiciones de distancia entre ejes de rueda y tornillo $a = 90$ mm y velocidad de rotación del tornillo $n_1 = 1500$ rpm.

m_{rac} (mm)	m (mm)	q	z_1	γ (°)	v_g (m/s)	η
2.25	6,0	10	1	5,711	2,368	0,798
1.70	2,5	13	3	12,995	1,310	0,863
2,10	2,0	10	4	21,801	0,846	0,887
1,10	1,5	20	5	14,036	1,214	0,824

Conclusiones

El procedimiento de cálculo desarrollado para estimar la eficiencia del engranaje de tornillo sinfín, basado en formulaciones de ISO/TR 14521, considera pérdidas por rozamiento y un coeficiente de fricción efectivo entre los flancos en contacto de la hélice del tornillo y los dientes de la rueda en presencia de aceites minerales y sintéticos con sistemas de lubricación por inmersión y chorros de aceite a presión. El referido procedimiento asegura una diferencia promedio de 1.25 % entre valores reales y estimados de eficiencia por consideración de rozamiento entre flancos conjugados.

El coeficiente de fricción de ensayo, y por consiguiente la eficiencia de engranajes de tornillo sinfín cilíndricos lubricados con aceites sintéticos tiene una significativamente dependencia de la velocidad de deslizamiento hasta velocidades inferiores a 0,35 m/s (lubricación por inmersión) y 0,45 m/s (lubricación por chorros a presión). Para engranajes lubricados con inmersión en aceite de base mineral el coeficiente de fricción de ensayo fue observado constante ($\mu_0 \approx 0.1$) para velocidades de deslizamiento inferiores a 0,9 m/s.

En sistemas de lubricación por inmersión, los aceites sintéticos del tipo *poliglicol* y *polialfaolefina* en sustitución de aceites con base mineral como lubricantes de los engranajes de tornillo sinfín, mejoran la eficiencia de estos engranajes como promedio en 42 % (aceite con base de polialfaolefina) y 46 % (aceite con base de poliglicol).

En sistemas de engranajes de tornillo sinfín cilíndrico con lubricación por chorro de aceite a presión, las mejoras en la eficiencia del engranaje por aplicación de aceites sintéticos en sustitución de aceites con base mineral no superan el 20 %. Este es un aspecto importante para valorar la relación costo-beneficio esperado de los lubricantes.

Los aceites sintéticos en contraposición a los aceites con base mineral alcanzan las mejores condiciones para aumentar la eficiencia de los engranajes de tornillo sinfín cilíndrico lubricados por inmersión en aplicaciones con velocidades de deslizamiento entre 0,85 m/s y 0,90 m/s. La ecuación 15 permite formular un módulo racional (m_{rac}) de la geometría del engranaje dirigida a maximizar la eficiencia de un engranaje lubricado con aceite sintético en sustitución de aceite mineral.

Referencias

1. Petrescu, Rely V., Petrescu, Florian I. y Popescu, Narcisa. "Determining gear efficiency". *Gear Solutions*. 2007, vol. 5, n° 3, p. 20-28. [Consultado el: 20 de abril 2012].
Disponible en: <http://www.gearsolutions.com/media/uploads/assets/PDF/Articles/Petrescu0307.pdf> .
ISSN 1933-7493.
2. González Rey, G., García Toll, A. y García Domínguez; M. E. "Diseño racional de engranajes cilíndricos orientado a aumentar eficiencia y disminuir pérdidas por fricción". *Revista Cubana de Ingeniería*. 2010, vol. 1, n° 1, p. 73-82. [Consultado el: 10 de Septiembre de 2011].
Disponible en: <http://rci.cujae.edu.cu/index.php/rci/article/download/32/33>. ISSN 2223-1781.
3. Müller, H. "Optimizing operating efficiency". *Gear Solutions*. 2010, vol. 8, n° 7, p. 32-41.
[Consultado el: 20 de abril de 2012]. Disponible en:
http://www.gearsolutions.com/media/uploads/assets/PDF/Articles/June_10/0610_Kling.pdf . ISSN 1933-7493.
4. Lauer, D. A. "The sense of synthetics in worm gear lubrication". *Gear Solutions*. 2004, vol. 2, n° 8, p. 20-30. [Consultado el: 10 de julio de 2012]. Disponible en:
http://www.gearsolutions.com/media/uploads/assets/PDF/Articles/2004-08-01_The_Sense_of_Synthetics_in_Worm_Gear_Lubrication.pdf. ISSN 1933-7493.
5. Crombie, Mark. "Improving energy efficiency with the proper gear oils". *Gear Solutions*. 2007, vol. 5, n° 7, p. 42-44. [Consultado el: 20 de abril de 2012].
Disponible en: <http://www.gearsolutions.com/media/uploads/assets/PDF/Articles/Kluber0607.pdf>. ISSN 1933-7493.
6. Siebert, H. "Lubricating gears with synthetic oils". *Wind Systems*. 2010, vol. 1, n° 8, p. 48 - 51.
[Consultado el 20 de abril de 2012].
Disponible en: http://windssystemsmag.com/media/pdfs/Articles/2010_August/0810_Kluber.pdf.
7. Galary, J. T. "Synthetic gear lubricants go green". *Gear Solutions*. 2010. vol. 8, n° 84, p. 24-31.
[Consultado el: 10 de mayo de 2012]. Disponible en:
http://www.gearsolutions.com/media/uploads/assets/PDF/Articles/March_10/0310_Nye.pdf. ISSN 1933-7493.
8. Zak, G., Fleischer, N.; Zarbuv. M. *et al.* "Nanomaterials for gear lubrication solutions". *Gear Solutions*. 2009. vol. 7, n° 81, p. 30-36. [Consultado el: 10 de mayo de 2012]. Disponible en:
http://www.gearsolutions.com/media/uploads/assets/PDF/Articles/Dec_09/1209_Nano.pdf. ISSN 1933-7493.
9. Shevchenko, S. y Vishnevsky, A. "Optimization of worm gears parameters by the non-linear programming methods". *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa OL-PAN* (Publicación electrónica de la Academia de Ciencias de Polonia). 2009, vol. 9, p. 290-297. [Consultado el: 18 de julio de 2012].
Disponible en: <http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/TMot9/Shevchenko.pdf>.
10. Antal, T. A. "A new algorithm for cylindrical worm gears dimensioning based on the hydrodynamic lubrication conditions between the teeth flanks". *Mechanika*. 2011. vol. 14, n° 4, p. 400-403.
[Consultado el: 12 de mayo de 2012]. Disponible en: <http://zurnalas.mechanika.ktu.lt/files/411-Antal174.pdf>.
ISSN 1392-1207.
11. Antal, T. A. "Worm gears with optimized main geometrical parameters and their efficiency". *Mechanika*. 2010. vol. 13, n° 1, p 62-65. [Consultado el: 12 de mayo de 2012].
Disponible en: <http://zurnalas.mechanika.ktu.lt/files/mech680/Antal181.pdf>. ISSN 1392-1207.
12. International Organization for Standardization. *Gears — Calculation of load capacity of Wormgears*. ISO TR 14521: 2010. Geneva. Switzerland: Edited by ISO. 2010.
13. Atlanta. *Standard Driving Elements. Section A2 - Worm Gear Units*. Berlin/Brandenburg: Antriebssysteme E. Seidenspinner GmbH & Co. KG. 2010. 380 p. [Consultado el: 20 de junio de 2012].
Disponible en: http://www.atlantagmbh.de/fileadmin/Dokumente/PDF%20Kataloge/Antriebselemente/Kap-a_2010.pdf