

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“INFLUENCIA DE ACEITE SINTÉTICO EN LA VIDA
DE ENGRANAJES DE REDUCTORES DE MOLINOS
EN LA INDUSTRIA CEMENTERA”**

INFORME DE INGENIERÍA

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

JOSÉ CARLOS ZÚÑIGA BECERRA

PROMOCIÓN 1986 - I

LIMA – PERÚ

2 002

A mi amada Rosa, mi linda hija Moyra, estímulo suficiente para alcanzar las metas más exigentes, y a mis queridos Padres que hicieron posible que sea el profesional que ahora soy.

TABLA DE CONTENIDOS

RESUMEN

PROLOGO p.1

CAPITULO 1 "Introducción" p. 3

1.1 Tecnología de lubricación con sintéticos Industriales p. 4

1.2 Tipos de Lubricantes p. 7

1.3 Compatibilidad p. 8

1.4 Ahorro de dinero a la industria p. 9

1.5 Engranajes Industriales p. 10

1.6 Cadena de hornos p. 12

1.7 Ahorros generados en la industria mediante el uso de
lubricantes sintéticos p. 13

CAPITULO 2 "Programa de inspección de engranajes"	p. 18
2.1 Inspección de elementos	p. 18
2.2 Análisis de aceite	p. 19
2.3 Beneficios	p. 20
2.4 Tipo de fallas en engranajes según AGMA	p. 21
2.5 Picadura Normal y Picadura Severa	p. 32
CAPITULO 3 "Lubricación Elasto-Hidrodinámica"	p. 34
3.1 Importancia del espesor específico de película	p. 39
3.2 Cálculo del espesor de película EHL	p. 46
3.3 EHL aplicado a engranajes	p. 47
3.4 Notas para los engranajes de eje fijo	p. 53
3.5 Nota para los "Incrementadores" de velocidad (Variadores)	p. 54
3.6 Nota para los trenes planetarios (satélites)	p. 55
CAPITULO 4 "Alternativas de solución al problema de picadura"	p. 56
4.1 Datos de Ingeniería de los reductores inspeccionados	p. 56
4.2 Posibles causas y alternativas de solución al problema de picadura	p. 57
CAPITULO 5 "Aplicación del Programa de Inspección"	p. 60
5.1 Reductor Principal del Molino de Crudo II	p. 61
5.2 Reductor Principal del Molino de Cemento IV	p. 62

CAPITULO 6 "Aplicación de la teoría EHL para la selección del lubricante"	p. 71
6.1 Selección del lubricante	p. 79
CAPITULO 7 "Cálculo de ahorro de energía"	p. 81
7.1 Los aceites Mobil SHC serie 600	p. 81
7.2 Cálculo de ahorro de energía	p. 85
CAPITULO 8 " Balance Costo-Beneficio"	p. 90
8.1 Costos Adicionales	p. 90
8.2 Beneficios Alcanzados	p. 91
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	p. 95
BIBLIOGRAFIA	P. 97
ANEXOS	
Lista de Beneficios alcanzados en industrias americanas	
Planos	

RESUMEN

El objetivo principal de este informe de ingeniería es resaltar como mediante la solución de un problema de picadura severa que se presentó en el reductor principal del molino de crudo de una compañía cementera, se alcanzó no sólo la completa desaparición del problema en cuestión sino que además permitió que a través de la aplicación de lubricación mediante aceites sintéticos, su correcta selección, y su seguimiento continuo apoyado por análisis de muestras de aceite en uso, se lograron beneficios adicionales, que en su conjunto, justifican la utilización de este aceite y su expansión en los diferentes equipos críticos de la planta.

A continuación queremos enumerar esa serie de beneficios alcanzados mediante la aplicación del lubricante Mobil SHC 630, con el objetivo primordial de parar el problema de picadura descubiertos en estos reductores Philadelphia de 5000 HP.

1. Se logró parar el problema de picadura. El engranaje del reductor cuya condición es altamente crítica para la producción de cemento, fue

considerado hábil para continuar su operación por los propios técnicos de mantenimiento de Falk, cuya responsabilidad principal es venir al Perú, a verificar que sus equipos se encuentren en condiciones adecuadas de operación. Con ello se evitó afectar el presupuesto de capital de la compañía de cemento, y variar el programa normal de reemplazo de este repuesto, cuyo valor asciende a 196,000 US\$. Presupuesto que además permitió emplearse en la ampliación concebida por la gerencia de la planta, que a su vez le permitió incrementar el ingreso después de impuesto en el ejercicio 1994 y 1995.

2. Si bien es cierto, en el presente informe no hemos calculado los beneficios generados debido a que se dejaron de producir paradas no programadas en dicha unidad, y su consiguiente empleo de mano de obra para intervenir en las labores de mantenimiento correctivo, debido a que requeriríamos de emplear una serie de datos hipotéticos, si hemos procedido a corroborar, uno de los beneficios, tangibles y conmensurables, como es el de ahorro de energía, cuya teoría se basa, en la mejor lubricidad de los aceites sintéticos, menor fricción fluida, o menor coeficiente de fricción de sus capas fluidas, que hace que la unidad opere a menores temperaturas, que en este caso la diferencia fue relevante, llegando a alcanzar una brecha estable de 20 °C menos, a 55 °C. Este ahorro es de 41,728 US\$ por año, lo cual es altamente significativo, si consideramos, que se encuentran operando bajo el sistema interconectado, y en horas punta, precisan de entrar en

operación con sistemas alternos, caso el de una central hidroeléctrica, y luego una planta térmica, encareciendo el servicio.

3. La forma como se ha procedido a seleccionar la correcta viscosidad del lubricante, parámetro importante, cuya optimización nos permite tener una operación adecuada de la unidad, consumiendo la menor cantidad de energía, evitando exponer la unidad a mayores temperaturas, que en el caso particular de estos reductores, hacía que las unidades paren continuamente, debido a que superaban los límites permisibles. Esos continuo arranques y paradas, resultaban perjudiciales en el desempeño del aceite, pues provocaba una rápida oxidación y su consecuente degradación. Esto hacía que la lubricación no sea la más adecuada, y que en algunos casos taponara la "flauta" que sirve de suministro de aceite por chorro a los dientes del engranaje, y esto perjudicara la homogeneidad en la lubricación. La teoría EHL nos permitió hacer una evaluación de sensibilidad, optando por la alternativa más conservadora, en este caso, el Mobil SHC 630.
4. Finalmente, los ingenieros de esta fábrica de cemento, concluyeron en recomendar la expansión del uso de aceites sintéticos a otras unidades consideradas críticas, y cuya disponibilidad y confiabilidad se incrementaron, con el uso de estos aceites, e inclusive grasas.

PROLOGO

El presente informe de ingeniería ha sido redactado basado en las experiencias de campo y los conceptos de lubricación llevados a cabo para resolver un problema de picadura severa presentado en dos reductores altamente críticos, que operan en los Molinos de Cemento No.4 y de Crudo No. 2, de una compañía cementera, en 1993, cuando en esa oportunidad oficiaba de Ingeniero de Lubricación de Mobil Oil del Perú.

Esta situación permitió al suscrito ampliar el alcance de sus recomendaciones, a lograr ahorros tangibles, mediante la aplicación de la tecnología de lubricación sintética, cuyos beneficios son múltiples, dada la naturaleza de su composición que garantiza una mejor lubricidad, y por ende menor fricción fluida con un consecuente ahorro de energía, y mayor vida útil de la máquina.

Para el desarrollo del mismo, hemos dividido el informe hasta en tres partes:

- Antecedentes, donde se plasman los principales problemas detectados en la operación del reductor de compañía cementera como parte de nuestras visitas

de inspección, y aplicación de programas de servicio de ingeniería. En este capítulo explicamos las características del programa de inspección de engranajes, y el concepto de la tecnología de lubricación con aceites sintéticos.

- Aplicación de las recomendaciones realizadas y desarrollo de las pruebas pilotos que sustentan la relación de beneficios que posteriormente se alcanzaron. Aquí explicamos las características de los reductores, tanto físicas como de operación, como también desarrollamos un análisis, aplicando la teoría elastohidrodinámica que nos ayuda a seleccionar correctamente el aceite sintético más apropiado y hacemos los cálculos de ahorro de energía que se consiguen gracias al uso de aceites sintéticos de menor viscosidad, y cuyas propiedades de lubricidad son mejores que los aceites convencionales.

- Cálculo de beneficios alcanzados, como consecuencia de la aplicación correcta del aceite sintético, donde se vierten los resultados de las pruebas realizadas, se mide el impacto en los resultados de la industria en cuestión, y finalmente se formulan las recomendaciones que se llevarán en adelante para su aplicación.

Es importante señalar que el desarrollo de este estudio contó con la activa participación del Departamento de Mantenimiento de la compañía cementera, y el concurso de técnicos especializados de la Falk.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

Después de realizar nuestra programada visita de inspección a la compañía cementera, en 1,993, fuimos notificados de la existencia de un proceso de picadura severa que estarían experimentando los dientes de los reductores de los Molinos de Crudo II y de Cemento IV, de la referida fábrica.

Para lo cual reunido con el equipo de mantenimiento de la fábrica de cemento, decidimos aplicar un programa de inspección de engranajes cuyo principal objetivo sería el de dar solución al problema de picadura severo encontrado en los dientes del engranaje del reductor del Molino de Crudo II. Aprovechando de esta situación y recibida la información de expertos del departamento de investigación y desarrollo de Mobil, decidimos complementar el trabajo con un alcance que no sólo resuelva este problema sino que además podamos sacar ventaja de la aplicación de la tecnología de lubricación Mobil y de las buenas prácticas desarrolladas en plantas de cemento en otras regiones, como son en Norteamérica y Europa.

La tecnología de aceites sintéticos se presentó como la mejor alternativa, dada la cantidad de beneficios directos e indirectos que pueden presentarse, y debido a la cantidad de experiencias encontradas alrededor del mundo. A partir de estas

experiencias, nos pusimos como meta superar las expectativas de la compañía cementera, no sólo considerando la desaparición del problema de picadura, sino la generación de ahorros cuantificables, y que como consecuencia de esta experiencia, permita a la compañía cementera, expandir la aplicación de lubricantes sintéticos a otros equipos considerados críticos por la propia fábrica, asegurando la confiabilidad de sus máquinas y la disponibilidad de sus equipos.

1.1 Tecnología de Lubricación con Sintéticos Industriales*

A raíz del nacimiento de la industria aérea y aeroespacial, se desarrollaron los lubricantes de tecnología sintética. Estos fueron descubiertos a partir de la reacción química del etileno, de forma tal que se pudo obtener una estructura molecular homogénea capaz de tener un desempeño sin igual al momento de lubricar. Su constitución no contiene compuestos cerosos manteniendo su fluidez a muy bajas temperaturas, ni compuestos oxidables, garantizando una mayor vida del aceite y una mejor limpieza de las partes a lubricar. Además su comportamiento a altas temperaturas garantiza el bajo nivel de volatilidad, por ende un menor consumo de lubricante. Sus beneficios pueden resumirse de la siguiente forma:

- Reduce el desgaste de las piezas lubricadas.

- Mayor vida útil de la máquina.

* J.A.Plumeri Jr. y A. Jackson – Mobil Research and Development, Princeton, NJ

- Menor número de paradas por mantenimiento y menor número de repuestos.
- Extensión de los periodos de cambio.
- Menor consumo de lubricante.
- Menor consumo de energía.
- Menores costos de operación y mantenimiento.
- Mejor eficiencia de la maquinaria.

Como consecuencia de sus características y beneficios, el lubricante sintético comenzó a ser utilizado en otro tipo de aplicaciones, de forma tal que ahora protegen componentes industriales y automotrices, tales como rodamientos, engranajes, y cadenas, hasta compresores rotativos y bombas.

Aunque más caros en un inicio, dada las propiedades y beneficios resaltados anteriormente, los lubricantes sintéticos a la larga, se constituyen en una poderosa herramienta de generación de ahorros, especialmente por su excelente desempeño en ambientes hostiles.

Si bien es cierto, los lubricantes minerales convencionales siguen siendo utilizados mayoritariamente, especialmente en los países en vías de desarrollo,

* J.A.Plumeri Jr. y A. Jackson – Mobil Research and Development, Princeton, NJ

sin embargo, se viene utilizando cada vez más cuando existe una gran diferencia de desempeño entre uno y otro, como sucede en:

- Condiciones severas de operación,
- Condiciones de altas cargas, o
- Cuando el lubricante no puede ser cambiado regularmente,

Podemos resumir que las condiciones de operación en las cuales los lubricantes sintéticos no tienen rival son:

- Altas temperaturas de operación (mayores a 70 °C). Dada su excelente lubricidad, la lubricación es mejorada y las temperaturas de operación más frescas, significan menor desgaste y menores fallas en los componentes a lubricar. Menor número de depósitos y menor degradación del aceite permite contar con una vida de servicio del aceite más prolongada, en la práctica resulta ser entre 3 a 5 veces mayor.
- Temperaturas de ambiente muy frías (por debajo de los 0 °C). Sus características de fluidez mejoran sustancialmente de manera que mejoran la eficiencia y eliminan el desgaste severo de engranajes y rodamientos, en los periodos de arranque en condiciones de ambiente muy fríos.
- Altos requerimientos de energía. Debido a que los lubricantes sintéticos tienen una menor fricción interna (fricción fluida) que los lubricantes

convencionales, la eficiencia de operación se incrementa y una menor energía es requerida para operar el equipo.

1.2 Tipos de Lubricantes

Los tipos de lubricantes sintéticos más comúnmente utilizados en la industria son producidos a partir de:

- Hidrocarburos sintetizados,
- Esteres orgánicos, y
- Poliglicoles.

Los fluidos basados en hidrocarburos sintetizados (SHF), son usados para la lubricación de las transmisiones y engranajes automotores, rodamientos de alta velocidad, engranajes industriales y cadenas transportadoras de hornos, para mejorar la protección contra el desgaste, mejor fluidez a bajas temperaturas, y más larga vida.

Las Polialfaoleofinas (PAO), son principalmente usados en los lubricantes para engranajes y encuentra una amplia aplicación en la industria de pulpa y papel.

Los ésteres orgánicos tienen excelente estabilidad a la oxidación en condiciones de alta temperaturas de operación, lo cual minimiza la formación de lodos. Dos tipos comunes son los diésteres (ácido di-básico) y polioles. Los

diésteres exhiben una alta fortaleza de película y buenas características de adhesión al metal para ser usado en compresores y maquinaria textil.

Los ésteres polioles, aunque similares a los ésteres, se acomodan perfectamente a los servicios de alta temperatura, haciendo que estos sean más adecuados en la lubricación de cadenas de hornos, además de turbinas industriales y de aviación. Ambos, los diésteres y los polioles son usados en lubricantes para engranajes.

Los poliglicoles tienen excelentes características de viscosidad y lubricidad para uso en rodamientos, engranajes y compresores.

1.3 Compatibilidad

Algunos sintéticos, especialmente ciertos ésteres e hidrocarburos halogenados, no son compatibles con lubricantes basados en derivados de petróleo, cuando han sido usados anteriormente en el sistema de lubricación o en contacto con otros componentes del sistema, tales como sellos elastoméricos y filtros textiles.

Los lubricantes SHF son generalmente compatibles con lubricantes derivados de petróleo y con elastómeros, como Buna N y fluorocarbonados, los cuales son usados como material de sellos estáticos y dinámicos. Los elastómeros cuyo uso no es satisfactorio con lubricantes de engranajes sintéticos SHF son butil, poli-isopropeno, y siliconas. Los aceites de engranajes SHF pueden ser usados con rayón y filtros acrílicos modificados, pero no con algodón.

Los poliglicoles y algunos di-ésteres son compatibles con los sellos, pinturas y metales, más comúnmente usados. En caso de duda, es preciso realizar la consulta con el proveedor.

1.4 Ahorro de dinero a la industria

Una encuesta realizada en los Estados Unidos revela que el 58% de las plantas industriales ahorraron un promedio de US\$ 35,552 por año en mantenimiento, usando lubricantes sintéticos. La mayor de las aplicaciones fue en plantas de pulpa y papel, metal- mecánica, generación de energía eléctrica y plantas químicas. El rango de ahorros alcanzados en el primer año parte de US\$ 200 para compresores de tornillo, hasta US\$ 375,000 en prensas de estampado usado en la maquinaria de producción de latas para conservas.

Los beneficios más importantes fueron en las siguientes áreas:

- Ahorros en mano de obra y material debido a una mejor lubricación e intervalos más prolongados entre re-engrase o drenaje.
- Reducción de los requerimientos de potencia. Debido a que los lubricantes sintéticos tienen una menor fricción interna, se precisa menor potencia para la operación de los equipos, especialmente cuando se tratan de engranajes.
- Disminución de fallas. Mejor habilidad de lubricación, enfriamiento y resistencia a altas temperaturas conducen a un menor desgaste y menores fallas de rodamientos y engranajes.

- Eliminación de desgaste severo en engranajes y rodamientos debido a la falta de fluidez del lubricante en condiciones de muy bajas temperaturas en el momento de arranque.

1.5 Engranajes industriales

Los lubricantes sintéticos están siendo cada vez más populares como lubricantes de engranajes industriales, porque ellos resisten temperaturas extremas, debajo de 0 °C y por encima de 80 °C.

La caja de engranajes de transportadores en plantas de congelados o en plantas de procesamiento de alimentos requiere un lubricante que tenga la habilidad de fluir con un menor torque de arranque, y aún mantener un espesor de película tal que proteja los engranajes de las cargas de choque. Sólo los lubricantes sintéticos cumplen ambos requerimientos.

En la industria de inyección y de soplado de plásticos, los lubricantes soportan altas temperaturas a partir de los calentadores que suavizan los gránulos (pellets) de plástico, y a partir de los moldes de fricción. Otra vez, las cargas de choque son factores críticos.

Las temperaturas por debajo de los 0 °C en operaciones mineras y petroleras, originan en los aceites convencionales un fenómeno de endurecimiento en las partes no activas, de los equipos móviles y de procesamiento en minería. En sitios de temperaturas en extremo frías, las grasas sintéticas previenen el desgaste severo y mejoran el nivel de bombeo en frío. Su baja viscosidad y la

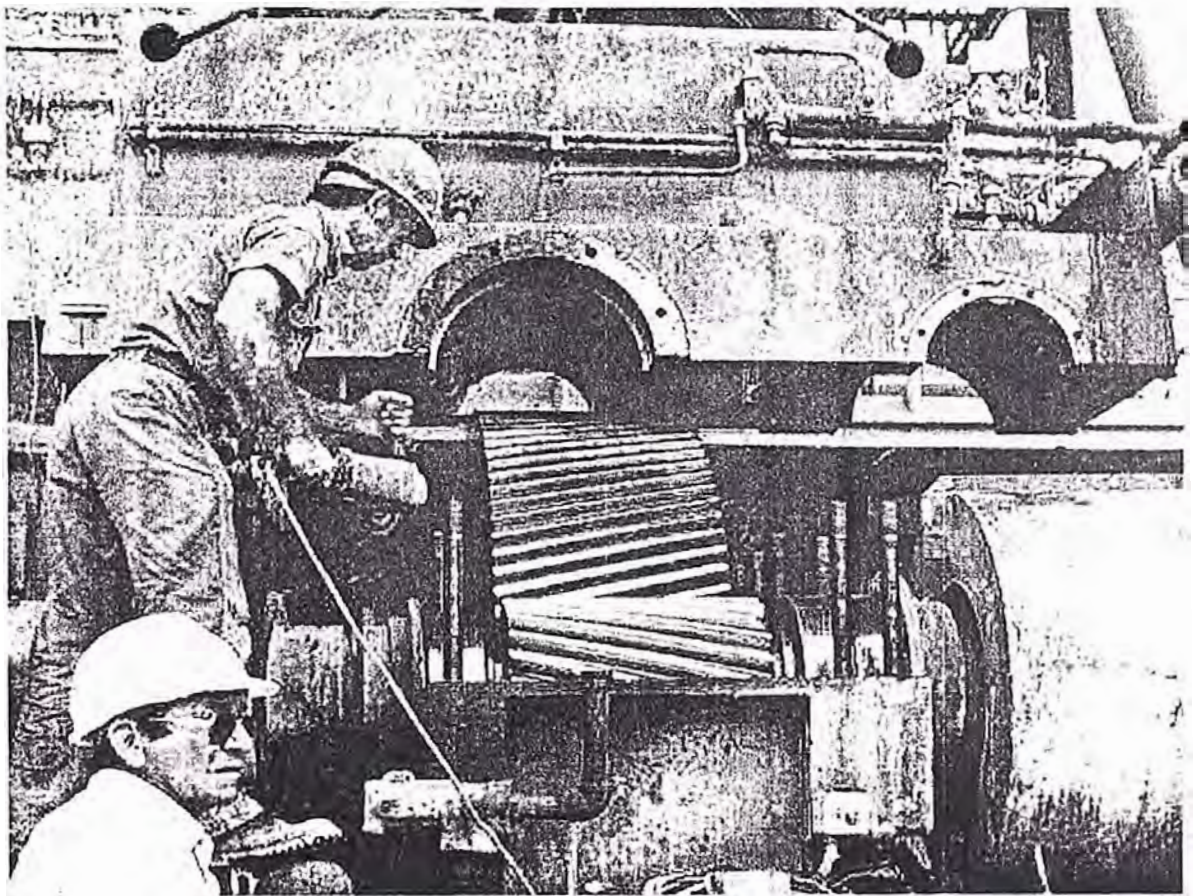
ausencia de formación de ceras, evitan o minimizan las pérdidas por batido y facilita el arranque.

Los lubricantes sintéticos para engranajes frecuentemente generan ahorros que por lejos superan el diferencial de precios existente con su par convencional. Estos ahorros provienen principalmente de:

- Mayor vida y reducido mantenimiento.
- Menor consumo de energía debido a una menor fricción interna. También, porque para una determinada viscosidad se acepta un amplio rango de temperaturas, permitiendo hacer más eficiente el consumo de energía, mediante el empleo de lubricantes de menor viscosidad.
- Mayor productividad, debido a un menor mantenimiento, y menor número de paradas no programadas. Su reducida fricción también mejora la eficiencia en tornillos sin-fin, permitiendo que un fabricante pueda someterlos a tasas de carga térmica mayores en 9 a 15%.

1.6 Cadena de Hornos

Interminables cadenas mueven diferentes partes de hornos o túneles de calentamiento que secan la pintura de los repuestos de auto o enlatados de bebidas. Los lubricantes derivados de petróleo no pueden ser usados porque ellos forman residuos que causan la soldadura de partes de la misma cadena. Los aceites sintéticos basados en glicoles, ésteres o poli-isobutilenos trabajan mejor en cadenas de hornos. Muchos tipos son usados sin aditivos de lubricidad o extrema presión. Sin embargo, en aplicaciones donde carros sobre ruedas son arrastrados por las cadenas, se requieren aditivos de lubricantes sólidos que permitan absorber las pesadas cargas.



1.7 Ahorros generados en la industria mediante el uso de sintéticos*

Este ES un testimonial procedente de una fabrica de hojas y barras de aluminio en Estados Unidos, en cual reseña como el uso de aceites sintéticos evitó grandes pérdidas en su producción por una parada no programada.

El reto que encaró el grupo de mantenimiento en el molino de aluminio fue particularmente formidable, manteniendo en operación la máquina de rolado al caliente, mientras que la expectativa de vida del mando principal del sistema de piñones fue marginal.

La planta produce varios espesores y acabados de hojas de aluminio para fabricación a otras plantas o terceros. El corazón del proceso de producción es un molino de rolado al caliente y cada barra pasa a través de este, para seguir su camino a una reducción adicional en las roladoras al frio. El sistema de piñones en estas máquinas es operado por dos motores eléctricos de 4,000 HP montados en serie, y operando con hasta 200% de sobrecarga transitoria. Los engranajes giran a 30 a 60 r.p.m., máximo, y engrana a una relación 1:1. Con las altas cargas y las bajas velocidades, los esfuerzos generados en los engranajes son extremos.

Un año atrás, el mando principal de piñones falló catastróficamente, con una masiva rotura de los dientes. La máquina de rolado en caliente fue apagada, y los engranajes se dañaron severamente, al punto de ser desechados. Luego la planta enfrentó una verdadera crisis de producción. Fabricando un juego de

* Publicado en la revista P/PM Technology No. 60 89 345

repuestos de engranajes para la máquina alemana que tenía en operación más de 20 años, tomaría 9 meses si fuera hecho en los Estados Unidos, mientras que ordenando un juego de repuestos a Alemania sería casi lo mismo y más caro.

La planta decidió instalar un juego de engranajes temporalmente, mientras los nuevos eran fabricados de acero carburados y endurecidos mediante tratamiento térmico, los cuales cumplirían los requerimientos de fabricante de hojas de aluminio, y los cuales podrían cumplir con la demanda de carga experimentada por ellos, durante la producción normal.

Estos engranajes temporales fueron fundidos a partir del modelo original de los engranajes, que afortunadamente fueron encontrados y luego fresados. Los engranajes no endurecidos, ni carburados, fueron instalados después de una parada de 6 semanas, haciendo lo necesario para duraran al menos los 7 meses, que demorarían en llegar los nuevos engranajes. Lo más difícil era que el hecho que de lograr aún el mínimo de la producción en el rolado al caliente, significaba trabajar cercanamente al máximo de carga soportable.

Uno de los superintendentes de mantenimiento había hecho un video grabando a los engranajes, usando un boroscopio conectado a una video-grabadora. El monitoreo visual indicó que después de 2 semanas de operación, una banda gruesa de picadura y arañado aparecía en las superficies de los dientes de los engranajes. Esta picadura pudo astillar y causar la falla de los engranajes, antes que arriben los nuevos engranajes. Inmediatamente la planta solicitó un

nuevo juego de engranajes temporales, este juego fue endurecido, más no carburado, en caso de que el primer juego falle.

El departamento de mantenimiento convocó a sus proveedores principales, y entre ellos a Mobil Oil Co., en búsqueda de una mejor asesoría para enfrentar esta situación. El Ingeniero de ventas Thomas Coveny y el Ingeniero de Lubricación Charles Holloway hicieron las siguientes cuatro recomendaciones:

1. Cambiar el aceite de engranajes del tipo convencional en uso, al aceite sintético Mobil SHC 634, un hidrocarburo sintetizado a partir del grupo de la polialfaoleofina, el cual provee una incrementada estabilidad a la oxidación y protección contra el desgaste. El uso de bases fluidas SHF permiten una mejor estabilidad al corte, menor fricción fluida, y aún en condiciones de muy pesadas cargas, lo que garantiza una operación más fría, y menores temperaturas de operación. La selección específica del Mobil SHC 634 estuvo basada en el balance del espesor de película deseado con la viscosidad óptima. Una viscosidad demasiado baja produciría una película muy fina, especialmente cuando hay temperaturas altas, mientras que una viscosidad demasiado alta, causaría más altas temperaturas de operación, y mayor consumo de energía, debido a la mayor fricción interna. La planta no quiso usar una formulación con aditivos de Extrema Presión (EP), así fueran sintéticos, porque los engranajes eran lubricados a partir de un sistema centralizado de aceite, que también servían para las máquinas de rolado al caliente y al frío, y los aditivos EP podrían manchar el producto final.
2. Chequear la alineación y corregirlo si fuere necesario.

3. Instalar magnetos en el depósito para capturar partículas de desgaste de tal forma que no dañen los rodamientos o causen abrasión adicional en las superficies de los dientes de los engranajes.
4. Inspección cada dos semanas, toma de muestra del aceite y su envío al laboratorio a fin de chequear su condición, y evaluar el desgaste del equipo.

Desde Mayo a Enero, el equipo de mantenimiento monitoreó la condición de los engranajes con el boroscopio y los ingenieros de lubricación chequearon cada tendencia del reporte de análisis de aceite de los engranajes con especial cuidado. En el Otoño, los ingenieros tuvieron la oportunidad de instalar el segundo juego de engranajes temporales, pero estos requerirían una parada más extendida del equipo. Dado que las partículas metálicas fruto del desgaste en el lubricante, estuvieron dentro de límites aceptables, y la condición de los engranajes no fue deteriorándose tan rápidamente como se había anticipado, los ingenieros decidieron evitar la parada y continuar operando con el primer juego de engranajes temporales.

Cuando llegaron los nuevos engranajes en la primera semana de Enero, la máquina de rolado al caliente fue parada y la cobertura del reductor fue extraída. La inspección de los engranajes mostraron que el astillado había progresado en los engranajes de la parte posterior de la máquina, sin embargo, el otro juego de engranajes se encontraba en buena forma. A pesar de esto, los ingenieros de lubricación estimaron que probablemente los engranajes de la parte posterior de la máquina, no habrían durado más de 3 meses (los engranajes temporales se remaquinaron y quedaron como repuestos).

El superintendente de mantenimiento dijo que la planta se escapó de una parada no programada, como consecuencia del desempeño de los lubricantes sintéticos. La aplicación de lubricantes sintéticos, aunado a el análisis de tendencias establecido por el laboratorio han resultado la clave para resolver el problema crítico. Operaron los engranajes temporales sin restricción de cargas por 8 meses, sin descanso. El reconoce que cualquier parada hubiese ocasionado una pérdida en la producción de 200,000 US\$ por semana, además de problemas con compromisos adquiridos en adelanto con empresas extranjeras.

CAPITULO 2

PROGRAMA DE INSPECCION DE ENGRANAJES

Es un programa de mantenimiento preventivo desarrollado a través de inspecciones de los elementos de la caja de engranajes y análisis de aceite.

2.1 Inspección de elementos

El ingeniero de lubricación definirá con el Ingeniero de Mantenimiento cuales serán los equipos claves que ingresarán en la base de datos para aplicación del programa. Posteriormente se obtiene la línea base, que consiste en establecer las condiciones actuales de operación del aceite, en cada una de las cajas de engranajes. Luego se establece si de acuerdo a estas condiciones de operación, la recomendación del fabricante del equipo y la experiencia del Ingeniero de Lubricación, y contando con material de apoyo de la unidad de investigación y desarrollo de Mobil, en lubricantes para engranajes y su aplicación, si el aceite utilizado es el correcto. Luego se definirá con base en su disponibilidad, la frecuencia y procedimientos para efectuar las inspecciones.

Por cada inspección se entregará un reporte.

Es necesario conocer algunas variables del sistema en operación como son:

- Temperatura de Operación
- Vibración
- Fugas de aceite
- Ruidos anormales

Una vez sea conseguida en parte o en su totalidad esta información, se procederá a parar el equipo para hacer un análisis general del estado de los engranajes.

Con una cámara fotográfica digital se tomarán fotos de la superficie del diente o los dientes seleccionados, que deben ser los que muestran alguna señal de niveles avanzados de picadura u algún otro fenómeno que se encuentre deteriorando el diente del engranaje. Cada uno de los dientes deteriorados deberá ser marcado con pintura metalizada, y con azul de Prusia es recomendable conseguir una huella del diente, la cual se archivará por fecha en la carpeta de inspección. La señal debe ser clara, de forma que pueda continuarse con la inspección, y hacer el debido seguimiento a los problemas presentados en el diente.

2.2 Análisis de Aceite

El Departamento Técnico de la Mobil brinda un servicio especial de análisis de aceites usados, para lo cual cuenta con los más modernos equipos de

laboratorio, donde se llevarán a cabo los análisis de las muestras de aceite tomadas a las cajas de engranajes.

Para la toma de muestras el Ingeniero de Lubricación cuenta con equipos y procedimientos especiales, como bombas de succión manual, termómetros, viscosímetros de campo, linternas, recipientes, etiquetas, etc. Los mismos que garantizan que estas sean representativas del verdadero estado del aceite.

Las pruebas que se realizan a estos aceites son:

- Viscosidad
- Contenido de Agua
- Contenido de Insolubles
- Oxidación (Análisis infrarrojo)

Ocasionalmente y a criterio del Ingeniero de Lubricación, podrían efectuarse pruebas en el espectrofotómetro de plasma, a fin de determinar el contenido en p.p.m. de partículas metálicas, y silicio.

2.3 Beneficios

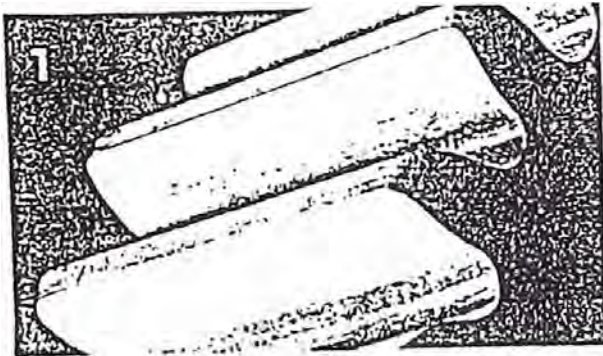
- Reducción de los costos de mantenimiento
- Menor número de paradas no programadas
- Incremento de la vida útil del equipo
- Reducción de los costos de lubricación
- Reducción de los costos de inventarios de repuestos
- Mayor disponibilidad del equipo

- Ahorro de energía con el adecuado uso de aceites de tecnología sintética

2.4 Tipos de Fallas en engranajes según AGMA*

El desgaste es un término general que cubre el resbalamiento de metal sobre metal o la abrasión por arañado o traslado. Los diferentes tipos de fallas que suelen presentarse son:

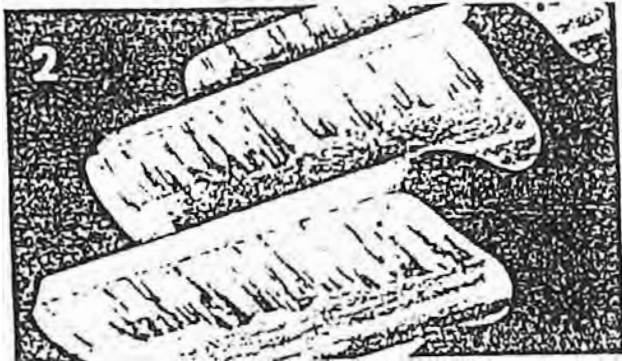
El **desgaste normal**, es la pérdida de metal de la superficie de los dientes de un engranaje que resulta de la inevitable abrasión, pero a tal intensidad y grado, que no impide al engranaje seguir trabajando durante su duración o vida útil normal.



Tipo 1 Desgaste normal

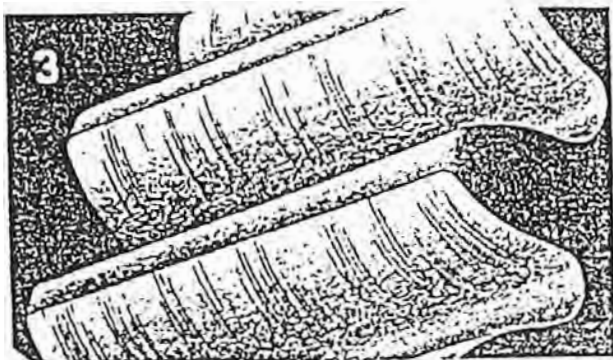
El **desgaste abrasivo**, es una avería en la superficie del diente, causada por **partículas arrastradas por el lubricante**. Las partículas pueden ser de metal desprendido de los dientes del propio engranaje o de los cojinetes, materias abrasivas que no se limpiaron inicialmente u otras impurezas en el aceite o en la atmósfera vecina.

* Resumen publicado en Boletín Técnico de Mobil 06/90



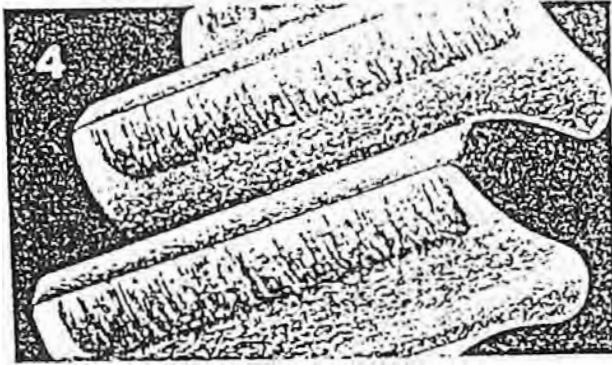
Tipo 2 Desgaste abrasivo

El **Arañado** es una forma de desgaste que se caracteriza por arañazos profundos en la dirección en que las superficies resbalan y es causado por partículas de mayor tamaño que las que produce el desgaste abrasivo.



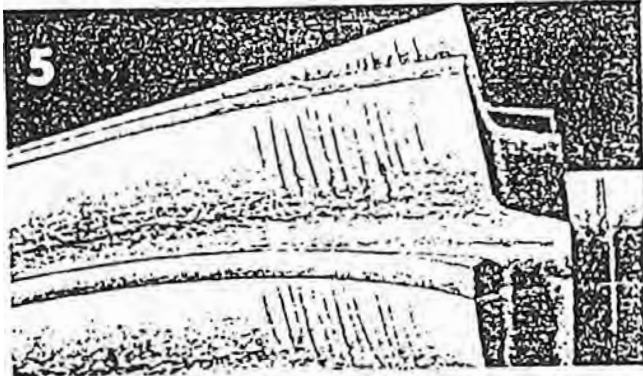
Tipo 3 Arañado

El **desgaste Destructivo**, es el tipo de desgaste por sobre carga, es una forma del desgaste que se sufre cuando hay exceso de carga y baja velocidad, o ambas cosas a la vez. Se desprende metal progresivamente en la forma de capas delgadas, dejando superficies que parecen haber sido tratadas por ácidos o grabadas.



Tipo 4 Desgaste destructivo

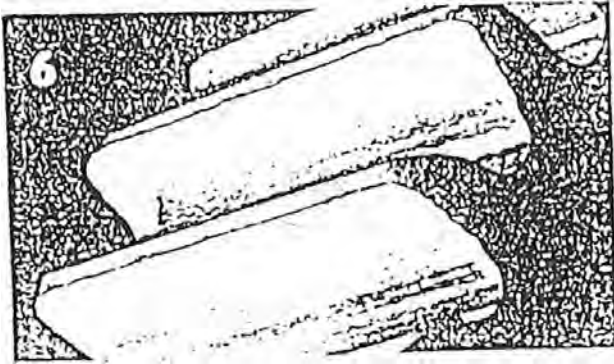
Lomos y canaletas, es una forma de arañado que puede ocurrir en las superficies endurecidas de los piñones hipoidales, cuando se someten a fuertes cargas. Tanto los lomos como las canaletas son paralelos, bien juntos y en la dirección de resbalamiento de la superficie.



Tipo 5 Lomos y canaletas

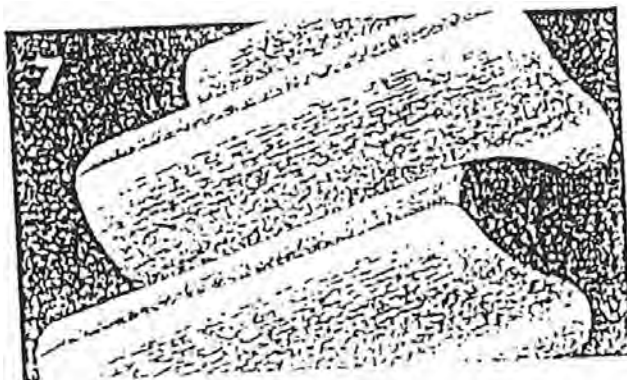
El **reblandecimiento plástico**, es una deformación de la superficie de los dientes que resulta de las grandes cargas y que se caracteriza por unas aletas en la punta de los dientes o en sus bordes laterales. Este defecto suele ir acompañado por algún lomo y canaleta ocasionales en la parte que une en la línea primitiva

Arrollamiento es una forma del reblandecimiento plástico a causa de cargas pesadas y desiguales y de resbalamiento. **Martilleo** es una forma de reblandecimiento plástico, causado por impacto localizado o por cargas desiguales o repentinas.



Tipo 6 Arrollamiento

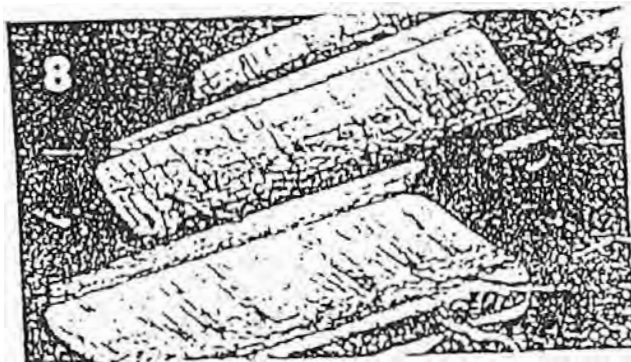
Rizado es una forma del reblandecimiento plástico en las superficies del acero carburado que se produce a causa de cargas fuertes y que resbalan; en su forma se asemejan a las escamas de pescado.



Tipo 7 Rizado

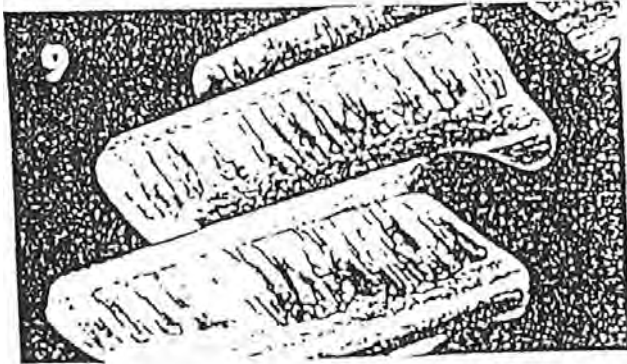
Soldadura es la clase de deterioro general de la superficie que ocurre cuando la presión, resbalamiento y aumento de la temperatura se combinan para desalojar a la película de aceite, permitiendo que las superficies de metal rocen unas contra otras, logrando formar soldaduras. La soldadura con frecuencia puede evitarse o detenerse con el uso de un lubricante adecuado para altas presiones.

Rayado ligero es una avería de la superficie del diente pero de naturaleza de la soldadura, que presenta leves arañones o desgarros en la dirección del resbalamiento y que comienza en un área donde se combinan los esfuerzos de superficies y velocidad de resbalamiento. Ocurren por lo general en la cabeza de los dientes.



Tipo B Rayado ligero

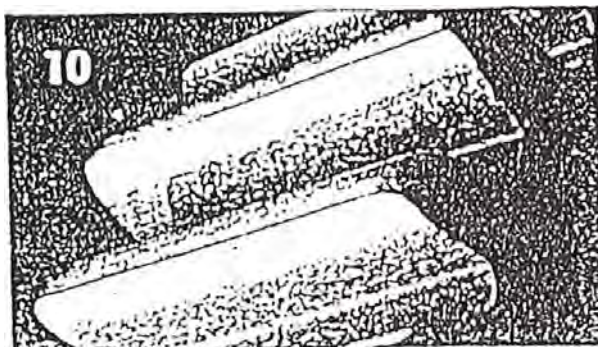
Rayado severo es un estado de soldadura más avanzado, denotando arañones profundos y adhesiones, lo cual conduce a un rápido deterioro.



Tipo 9 Rayado severo

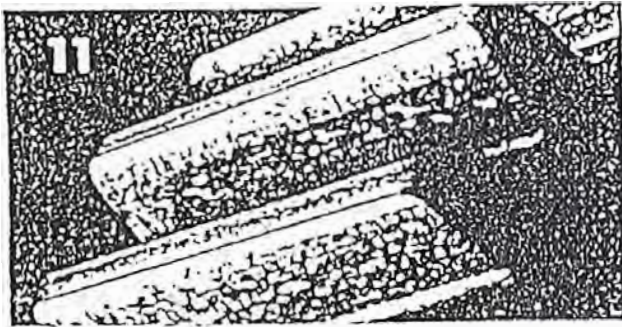
Fatiga de Superficie, es la formación de cavidades en la superficie de los dientes, por lo general muy pequeñas al principio y en áreas separadas y de gran esfuerzo de compresión y por lo general debido a las irregularidades en la cara de los dientes.

Picado Inicial puede ocurrir cuando un par de engranajes se ponen por primera vez en servicio y continúa solamente hasta cuando los puntos sobresalientes han quedado eliminados de manera que hay suficiente área de contacto para llevar la carga. Este picado, no es serio, es de carácter correctivo y por lo general no progresa.



Tipo 10 Picado inicial

Picado Destructivo, es el tipo que continúa progresando después del deterioro inicial y a menudo a un ritmo que va en aumento y hasta el punto que las áreas que quedan sin picar resultan insuficientes para llevar la carga. Por consiguiente puede ocurrir una destrucción de los engranajes.



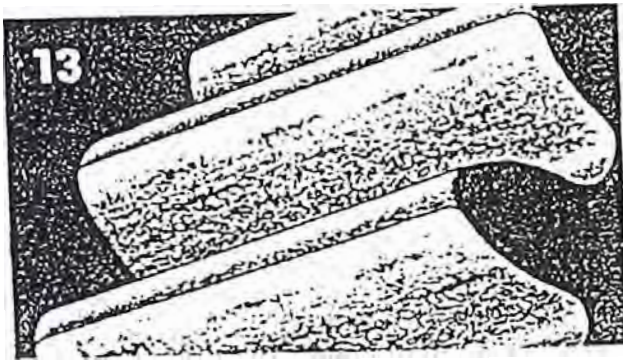
Tipo 11 Picado destructivo

Descostrado es una forma más grave de la fatiga de superficie, en la cual, un área considerable se va socavando progresivamente y con el tiempo se desprenden escamas pequeñas o grandes de metal. El descosirado puede comenzar en una grieta de manera similar a la picadura.



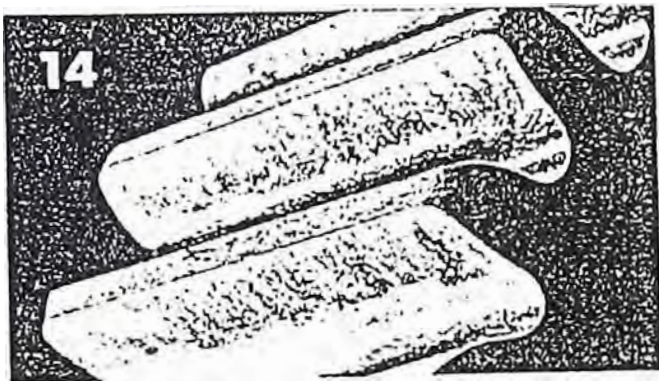
Tipo 12 Descostrado

Desgaste corrosivo, es el resultado de una acción química sobre el metal de la superficie de los dientes y se debe por lo general al empleo de lubricantes indebidos que causan una contaminación ácida o alcalina o por oxidación: el efecto de todo ello puede acelerarse debido a excesiva humedad en las envolturas de los engranajes.



Tipo 13 Desgaste corrosivo

Quemado es una decoloración y pérdida de dureza que resulta por la alta temperatura resultante de excesiva fricción, que causa la sobrecarga, demasiada velocidad, contragolpes o bien una **lubricación defectuosa**.



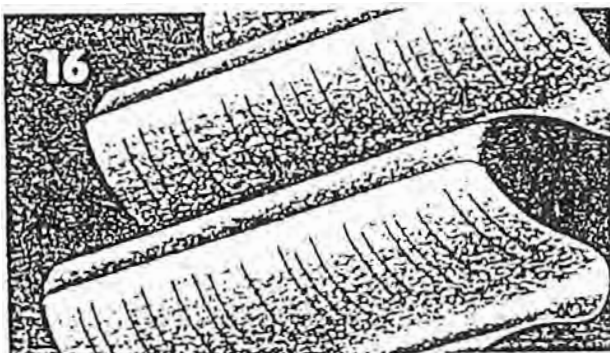
Tipo 14 Quemado

Interferencia es un tipo de avería a causa de un contacto excesivo entre los dientes en áreas limitadas y se debe al excesivo contacto entre la punta del borde de un diente y la superficie que casa con aquel. Esto puede producir abrasión. El defecto puede atribuirse a mal diseño en fábrica, montaje de los engranajes a una distancia demasiado corta entre los centros.



Tipo 15 Interferencia

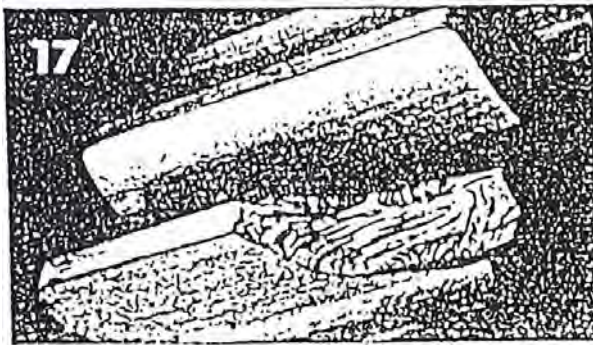
Marcas de amoladura son unas grietas finas y por lo general es un patrón definido causado por una técnica defectuosa en el amolado, mal tratamiento al calor y también ambas cosas a la vez. Con frecuencia no son visibles hasta que los engranajes se ponen en servicio.



Tipo 16 Marcas de amoladura

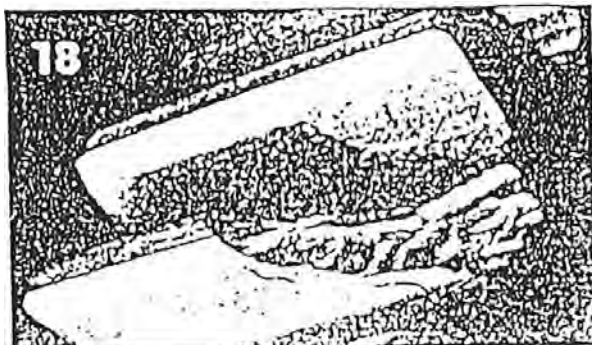
Rotura por sobrecargas se refiere a la rotura debida al choque de una sobrecarga repentina, como la que causa el atascamiento de otra maquinaria que está conectada con los engranajes, pero nunca es atribuible a mal diseño, al uso que se da a los engranajes o fabricación defectuosa de los mismos.

Rotura de los dientes



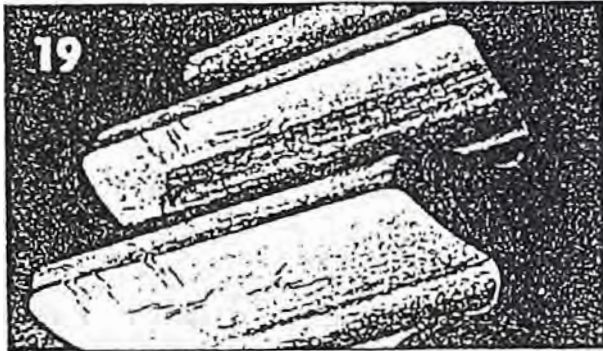
Tipo 17 Rotura por sobrecarga

Rotura por fatiga es el resultado de un gran número de veces de repetición de la carga (revoluciones de ciclos) más que una sola aplicación o choque repentino. La rotura por fatiga es por naturaleza progresiva y empieza en una grieta corta que continúa extendiéndose hasta que una parte y a veces todo el diente se fractura y desprende. El decoloramiento y desgaste son indicaciones de esta clase de avería.



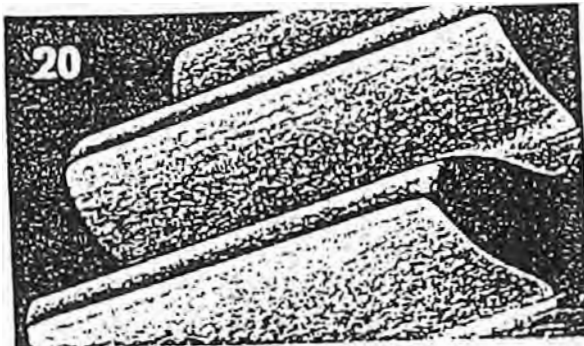
Tipo 18 Rotura por fatiga

Grietado resulta de esfuerzos residuales inducidos en material endurecido a causa de mal control en la fabricación o bien a causa de condiciones impropias de funcionamiento. Un motivo es el núcleo demasiado blando, o alguna otra forma de mal tratamiento al calor.



Tipo 19 Grietado

Grietas de Inmersión se deben al mal tratamiento al calor y a veces a defecto de fresado. Tales grietas por lo general comienzan en la raíz o base de los dientes. Cuando se rompe a propósito estos dientes se ve una superficie oscura en donde la grieta existía.



Tipo 20 Grietas de inmersión

2.5 Picadura Normal y Picadura Severa

Las rugosidades o salientes que presenta la superficie del diente de los engranajes nuevos son sometidas a altas presiones, aún en condiciones de operación normales, y las pequeñas áreas afectadas pueden presentar fatiga en un corto tiempo formándose huecos. Cuando dichas rugosidades o salientes se encuentran a cierta distancia de la línea de paso donde ocurre el efecto de deslizamiento y rodadura, pueden desgastarse durante la operación antes de causar fatiga, originándose una picadura inicial.

Esta puede ser corregida cuando se elimina la rugosidad, por efecto del desgaste y asentamiento de las superficies, reduciéndose las presiones lo cual detiene dicho fenómeno.

Dado que los radios de curvatura de la superficie dentada del piñón (impulsor), son menores en la raíz (por debajo de la línea de paso) entonces la carga unitaria se distribuye en área menor, por lo tanto las presiones son mayores. A partir del primer punto de contacto, las presiones en la superficie se reducen conforme alcanza la parte exterior (addendum). Estas presiones de la superficie aumentan al máximo y empiezan a decrecer nuevamente conforme el contacto avanza del dedendum al addendum.

En el caso de que por algún motivo exista "sobrecarga", puede ocurrir la falla debido a la fatiga y picadura de la superficie metálica que ocurre por lo general en las áreas de la raíz del piñón y después de un tiempo de operación prolongado.

Debido a que el piñón tiene un menor diámetro, registra un mayor número de revoluciones y por geometría presenta un menor número de dientes, los cuales estarán sujetos a presiones sucesivas. La oposición entre el deslizamiento y la rodadura entre las superficies, conjuntamente con el alargamiento del metal de la superficie favorece la presencia de grietas por fatiga, lo que comúnmente conocemos como picadura.

La picadura severa se sigue reproduciendo y aumenta de tamaño, conforme se destruyen los bordes o conforme se unen una con otra, ocasionándose la presencia de un nudo permanente y deformaciones en los dientes.

CAPITULO 3

LUBRICACION ELASTO-HIDRODINAMICA*

La lubricación elastohidrodinámica (EHL) es el régimen de lubricación en el cual la deformación elástica de las superficies en contacto juega un papel más importante en la generación de una película hidrodinámica, con capacidad de soportar cargas y mantener separadas las superficies. La lubricación elastohidrodinámica puede ocurrir en componentes ligeramente cargados, contactos elásticos "suaves" como los sellos elastoméricos, pero es mayormente asociado con elementos de máquinas en el que se producen contactos duros, que son de naturaleza geométrica no homogéneas, y como consecuencia se genera grandes esfuerzos, como son los rodamientos, engranajes, y sistemas de levas.

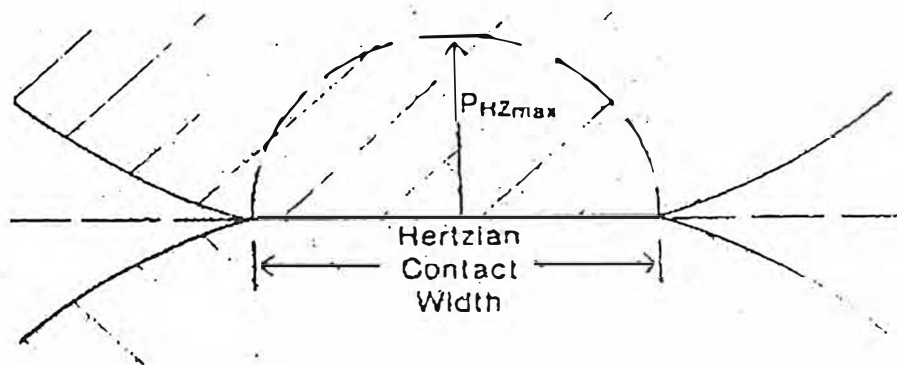
Por muchos años, se consideró que las superficies con alto esfuerzo de contacto operaban bajo condiciones de lubricación límite. La teoría Reynolds, aplicada al diente de los engranajes, por ejemplo, consideraba espesores de película demasiado bajos, inconsistentes con el hecho de que muchas "marcas" que fueron maquinadas de fábrica (originalmente) en los engranajes se mantenían visibles después de muchos años de operación. El desarrollo de la teoría EHL resolvió el problema mediante el cual mostraba que la teoría Reynolds podía predecir películas

* Guía EHL de Mobil Co., Fundamentos de Lubricación – J. George Wills

con espesores que garantizaban la suficiente separación y protección de las superficies apareadas, si la variación de la viscosidad del lubricante con la presión era tomada en cuenta junto con la deformación elástica de las superficies en contacto.

Los contactos duros EHL son de pequeñas áreas, debido a la curvatura de la superficie y consecuentemente, la presión en el área de contacto es muy alta, del orden de 1 GPa (150,000 psi) o más. A estas presiones, la viscosidad del lubricante, sea mineral o sintético, se eleva a un alto orden de magnitud, y esta es la clave de la teoría EHL.

(a) Estático



(b) En Movimiento

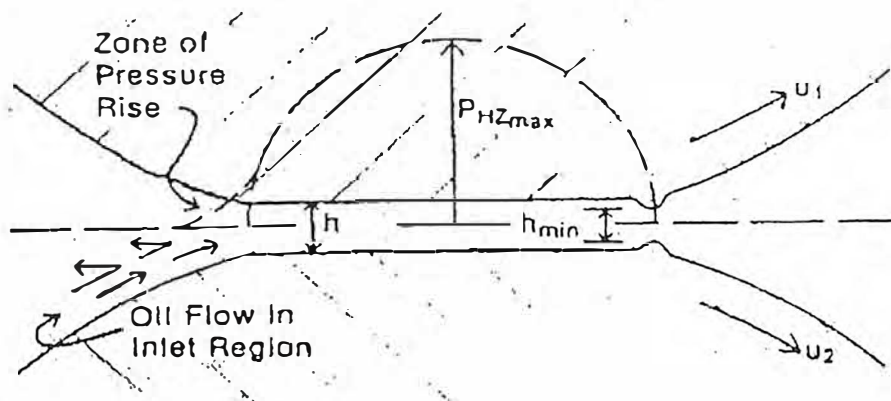


Figura 1 - Sección transversal que muestra un contacto EHL.

La figura 1 (a) muestra una sección a través de la cual se produce un contacto de dos superficies curvas contrapuestas. Bajo una carga normal, las superficies se deforman elásticamente y el contacto ocurre sobre el ancho Hertziano. A partir de la teoría de deformación elástica Hertziana, la distribución de presión es semi-elíptica y tiene un máximo valor, P_{HZ} . Cuando las dos superficies están en movimiento, como se muestra en la figura 1(b), el lubricante fluye hacia dentro de la cuña convergente en la zona de ingreso del área de contacto. Debido a la naturaleza viscosa del lubricante, la presión aumenta a medida que el contacto se aproxima y algo del lubricante se devuelve. Sin embargo, como la presión aumenta, la viscosidad también aumenta, y esto dificulta que el lubricante sea eliminado en su totalidad. La consecuencia de este comportamiento es que en algún punto, el lubricante se torna muy viscoso que este puede no ser eliminado, y es atrapado manteniéndose la lubricación en la zona de contacto.

A partir de este punto las superficies están separadas mediante una carga que acarrea la película de lubricante altamente viscoso de espesor constante, h . El contacto de la cuña que sigue, lo hace con una presión que decrece rápidamente, y la película es eliminada como si fuera una salpicadura, el cual se puede observar experimentalmente, y tienen un espesor, h_{min} , de cerca del 75% del valor de h .

Es claro que una propiedad lubricante esencial para EHL es un significativo incremento de la viscosidad con la presión. Para la mayor parte de lubricantes minerales y sintéticos la viscosidad se eleva exponencialmente. De otro lado, el agua, tiene muy poco incremento de la viscosidad y, aunque este exhiba una película satisfactoria en hidrodinámica y un "suave" contacto EHL (por ejemplo cuando las llantas ruedan sin control del volante y por efecto de acumulación del

agua en la parte de la llanta que tiene contacto con la pista), no genera en la práctica, ninguna película lubricante capaz de seguir lubricando. Como se muestra en la sección titulada "Parámetro de Lubricante", ambas, la viscosidad y las propiedades viscosidad - presión de los lubricantes puede ser combinadas en un simple parámetro, LP (parámetro de lubricante), con el propósito de calcular el espesor EHL de película. Existe una metodología desarrollada por el departamento de investigación y desarrollo de Mobil Corporation, a través del cual se correlaciona el Parámetro de Lubricante "LP" versus la temperatura de operación, y además se han desarrollado ecuaciones para permitir la correcta selección del lubricante.

Las superficies de componentes de máquinas nunca son lisas en la escala de un microscopio, de tal forma que, el contacto EHL de la película del lubricante varía de punto en punto. La figura 2 ilustra, de forma esquemática, el área de contacto, entre una bola y la pista interior de un rodamiento. Aunque el espesor fluctúa de punto en punto, la separación entre los medios planos de ambas superficies describen un espesor de película promedio.

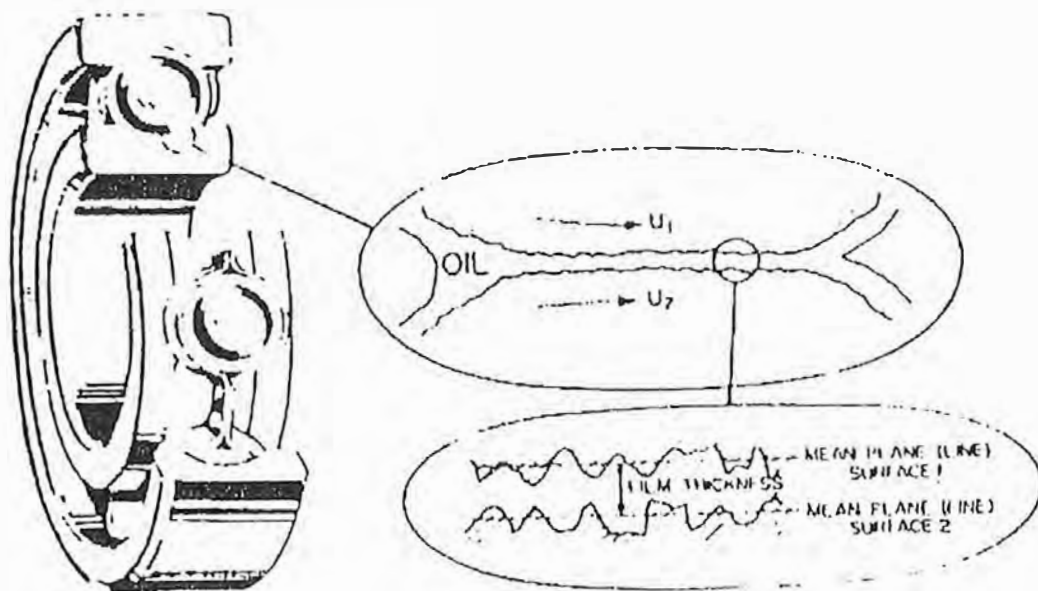


Figura 2 - Contacto entre una bola y su pista interna

Dos geometrías de película-superficie teniendo el mismo espesor promedio, h , pero diferente rugosidad se muestran en la figura 3. Mientras que las superficies relativamente lisas están completamente separadas por la película de lubricante, como se muestra en la Figura 3(a), la rugosidad de las superficies entran en contacto en algún punto alto, conocido como asperezas, tal como se muestra en la Figura 3 (b). Es evidente que la rugosidad de las dos superficies deben encontrarse juntas con el espesor de película de forma tal que describa la geometría de película del lubricante.

Una cantidad llamada el espesor específico de película, λ , ha sido introducido dentro de las prácticas de lubricación, en años recientes. Esta es la relación del espesor de película, h , con la rugosidad compuesta, σ , de las dos superficies,

$$\lambda = h/\sigma$$

La rugosidad compuesta de las dos superficies esta definida como la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de las rugosidades individuales:

$$\sigma = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}$$

Donde:

σ_1 y σ_2 = Raíz cuadrada media, valores de rugosidad

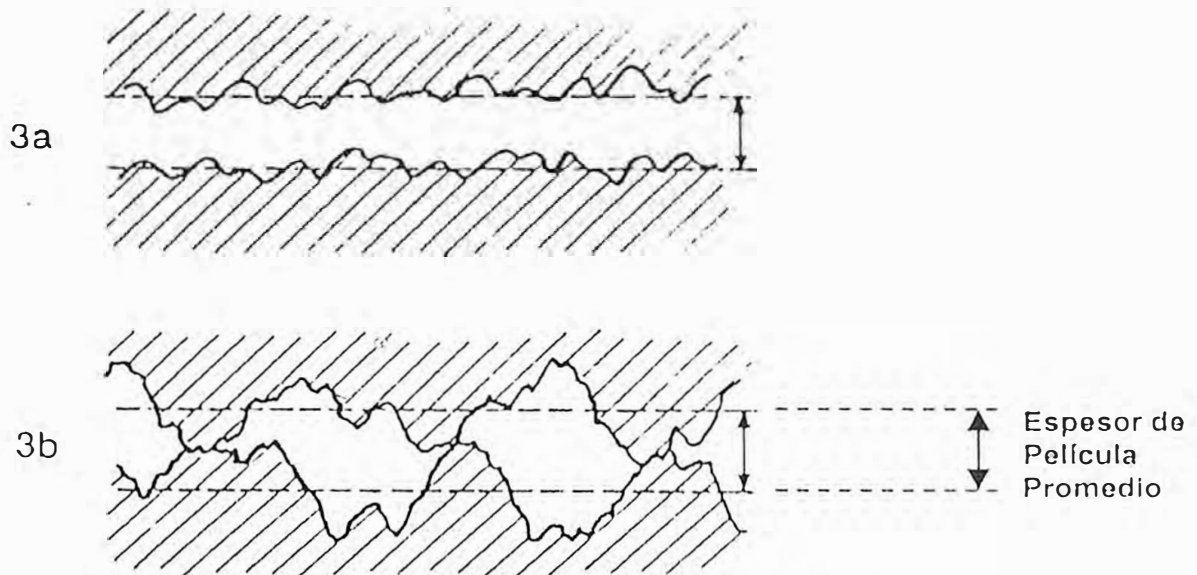


Figura 3 - Esquema de la geometría de película

Nota: La escala vertical de esta ilustración ha sido exagerada, con propósitos didácticos. Las superficies reales no tienen tales diferencias de picos y valles.

3.1 Importancia del Espesor Específico de Película

El espesor específico de película describe el espesor de la película de lubricante en relación con la rugosidad compuesta de las superficies lubricadas. Una traducción física de la influencia del espesor específico de película en el contacto EHL es provista en el cuadro 4 resultado de un estudio experimental, mostrando la fracción del tiempo en el que ocurre el contacto metal con metal a través de la película de lubricante como función del espesor específico de película. Los datos en el cuadro 4 fueron obtenidos mediante la medición de la resistencia eléctrica del contacto en una escala de tiempo extremadamente corta. Las superficies están en contacto en algún punto, o puntos, casi todo el

tiempo cuando $\lambda < 1$, y no está casi nunca en contacto cuando $\lambda > 4$. Por lo que, $\lambda > 4$ representa una condición en la cual existe una película de lubricante continua, cuando λ cae debajo de 4, más y más rugosidades de las superficies comienzan a penetrar la película.

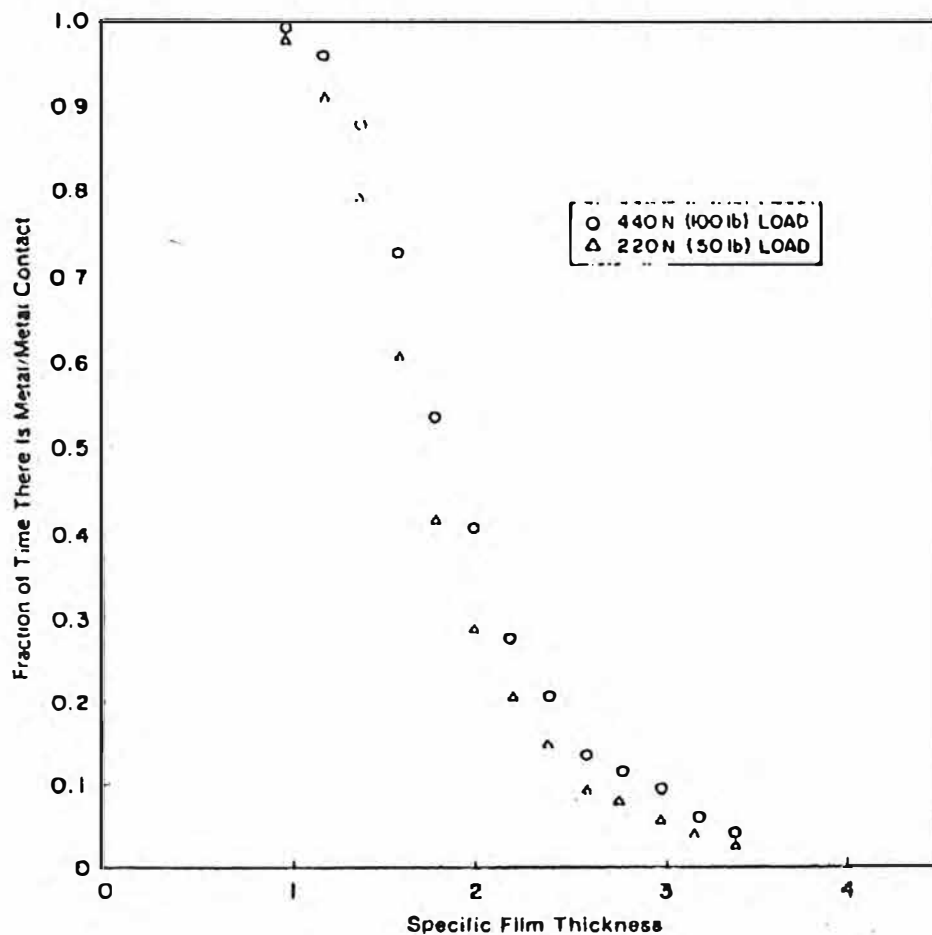


Figura 4 - Espesor de película específico versus la fracción de tiempo donde ocurre el contacto metal con metal

El parámetro del espesor específico de película fácilmente es asociado a la función de un lubricante para evitar o minimizar el desgaste y el arañado, y para minimizar la fatiga producto del contacto de rodadura. Para los elementos rodantes de los rodamientos, esta correlación ha sido planteada (Figura 5) como el factor F de lubricación adecuado a la vida relativa del rodamiento versus el

espesor específico de película λ (recomendado para usarlo por el Rolling-Elements Committee de la División de Lubricantes de la ASME). Este factor de ajuste F es la relación entre la vida actual de los elementos rodantes del rodamiento con la vida L_{10} registrada (tiempo durante el cual, en promedio, el 10% de los rodamientos habrán fallado). La curva muestra una caída dramática del factor F cuando λ cae por debajo del valor 2.

En términos generales, es deseable operar con valores de λ que minimicen el contacto de las asperezas. La información disponible al momento indica que el valor de λ , para los elementos rodantes de los rodamientos, deberían estar por encima de 1.5. En muchas aplicaciones, algunos contactos ocurren y los aditivos del lubricante juegan un importantísimo rol, evitando la fatiga y minimizando el desgaste. Es por esta razón que, cuando es inevitable lubricar con valores bajos del espesor específico de película λ , el uso de fluidos conteniendo aditivos de extrema presión (EP) y/o aditivos antifatiga se hacen indispensables para todos los contactos EHL.

Recientes pruebas de laboratorio para engranajes indican que el espesor específico de película crítico λ para engranajes no es constante, pero varía directamente proporcional con la velocidad de la línea de paso. Por ejemplo, engranajes que se encuentran operando a bajas velocidades, pueden ser adecuadamente lubricados con bajos espesores específicos de películas, que aquellos que operan con velocidades altas. Las Figuras 6 y 7, indican que los datos observados y su interpretación relativa hacen que esta teoría sea confirmada.

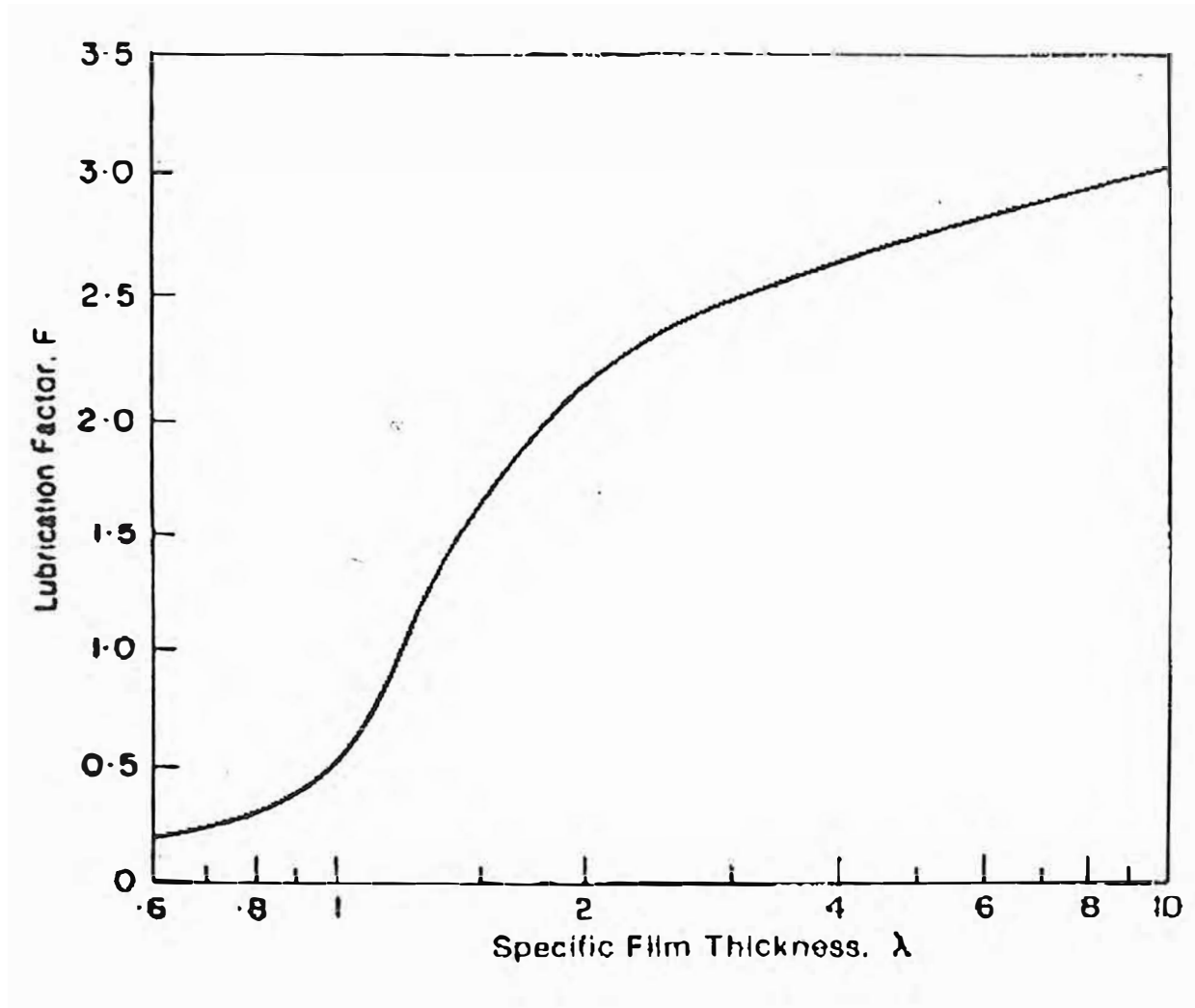


Figura 5 - El Factor de Lubricación en función del Espesor Específico de Película

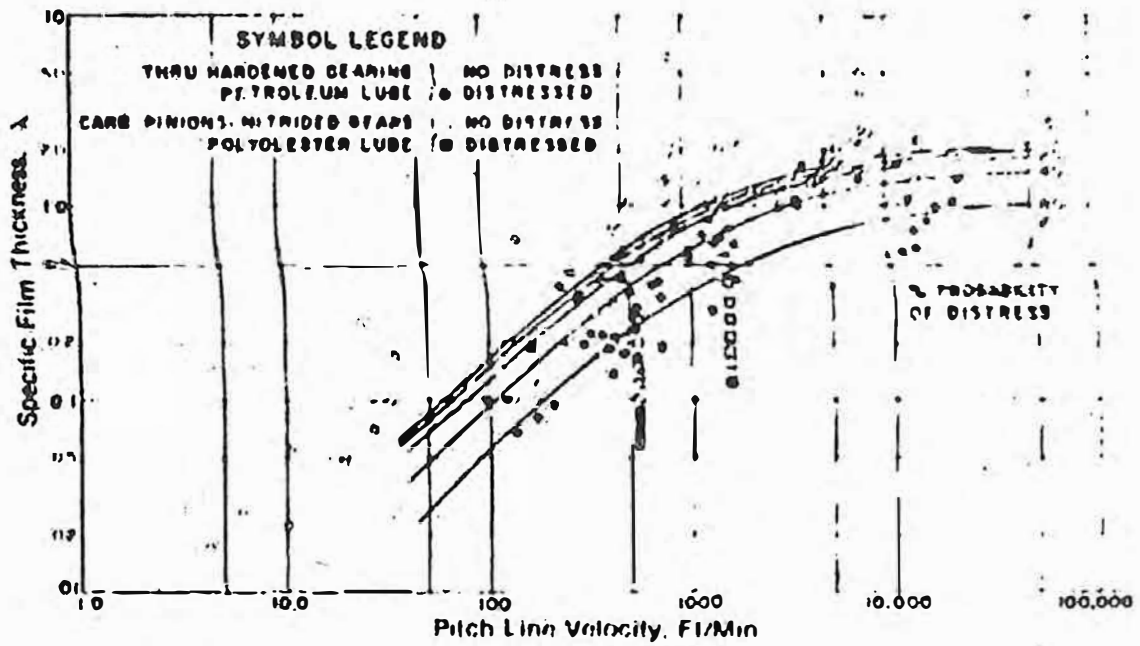


Figura 6 - Espesor Específico de Película y deterioro de la superficie

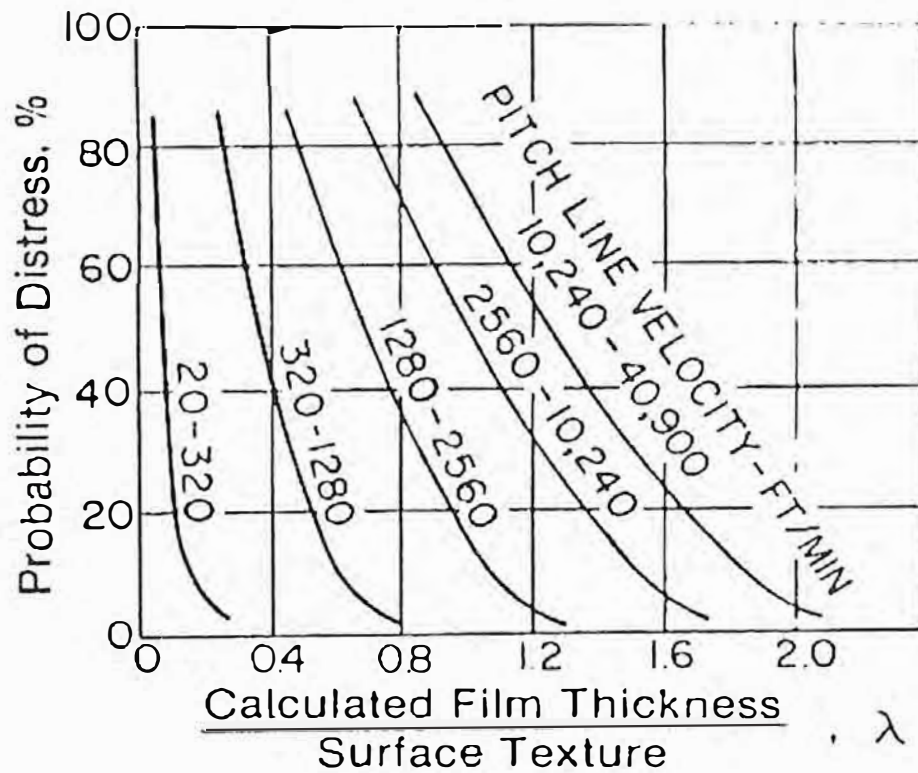


Figura 7 - Probabilidad del deterioro de la superficie del diente

Basados en datos publicados recientemente por estudios de Mobil, parece ser preferible para los cálculos de espesor de película de engranajes, usar un valor objetivo para el espesor específico de película, el cual varía con la velocidad de la línea de paso. La Figura 8 es el resultado de reprocesar los datos de las Figuras 6 y 7, usando un 5% de probabilidad de deterioro para definir el λ objetivado, y ajustar el espesor específico de película para que refleje una superficie acabada equivalente a la raíz cuadrada media y la ecuación del espesor de película antes mencionado.

Los valores de rugosidad de la superficie cambian desde el inicio de la operación de los elementos rodantes y con la operación normal de trabajo. Estos deberán ser usados para la determinación del verdadero espesor específico de película durante la propia operación. En rodamientos la rugosidad usualmente no cambia de forma significativa, y los valores originales pueden ser usados. En engranajes, debido a las condiciones de deslizamiento, en la mayor parte del ciclo de engrane, la reducción de la rugosidad puede ser significativa. Los valores λ a partir del cual la curva del espesor específico de película fue bosquejada, estuvieron basados en los valores de operación de los engranajes (ásperos). Estos valores son mostrados en la Tabla 4.

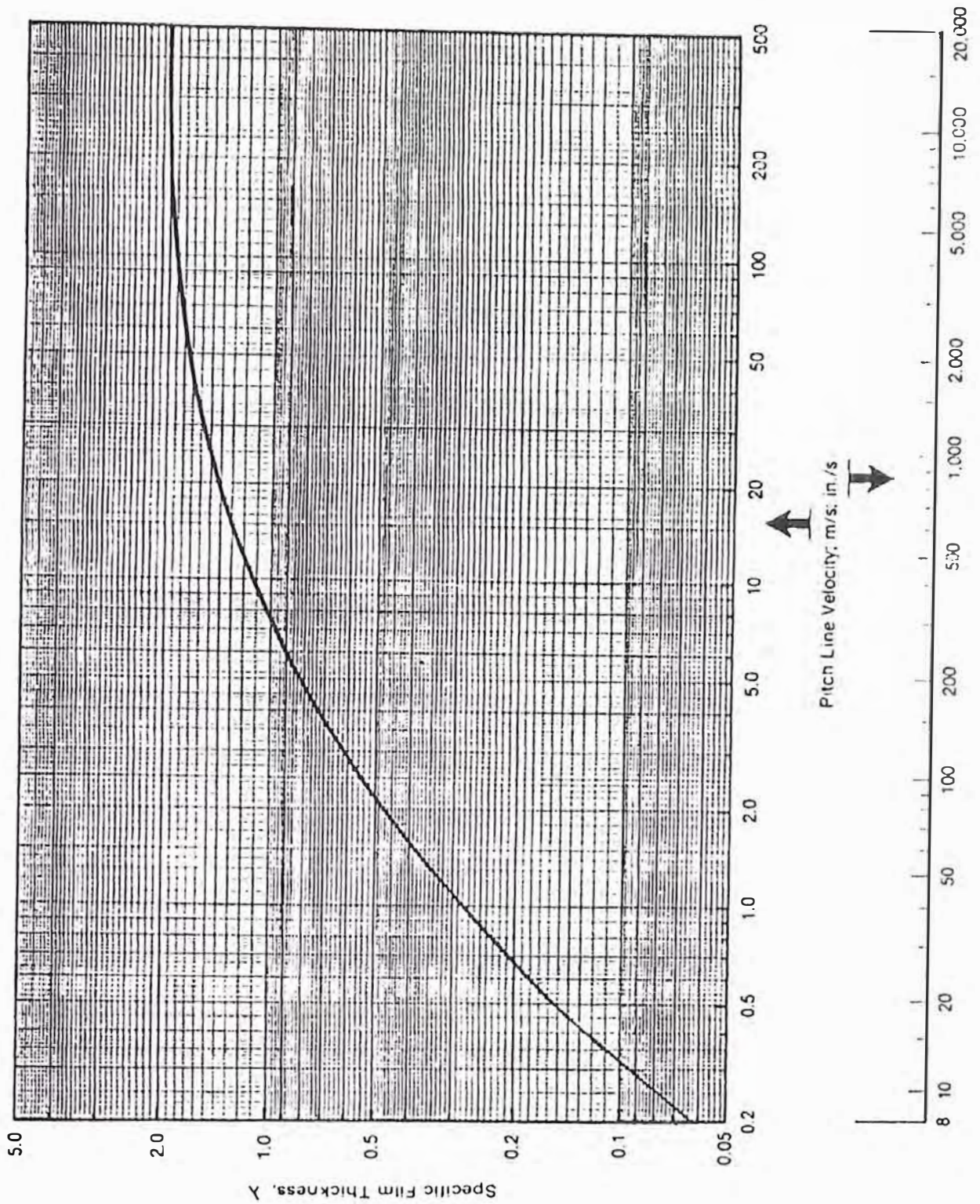


Figura 8 - Espesor de Película Específico Ajustado versus Velocidad de la Línea de Paso (5% de probabilidad de deterioro)

3.2 Cálculo del Espesor de Película EHL

La ecuación isotérmica de Grubin es usada en una forma desarrollada por Cheng para el caso general de un contacto elíptico hertziano. La ecuación de Cheng es simplificada dentro de dos formas de contactos elípticos y contactos lineales. Aunque el contacto ocurre en los rodamientos de bolas, engranajes helicoidales, engranajes cónicos, y en algunos sistemas de levas, en todos los casos el eje largo de la elipse es perpendicular a la dirección del movimiento y el contacto lineal puede ser asumido con una pequeña pérdida de precisión. La ecuación simplificada para el espesor de película de la línea de contacto EHL, h , es como sigue:

$$h = [G L P N (W_T/\rho)^{-0.148}]^{0.74}$$

Donde:

- **G** = Parámetro geométrico, incluye los componente geométricos y propiedades elásticas.
- **LP** = Parámetro de Lubricante a la temperatura de las superficies en contacto.
- **N** = Velocidad rotacional neta del componente.
- **W_1/ρ** = Carga por unidad de longitud de contacto.

El espesor de película es controlado mediante el valor **LP** a la temperatura de la superficie de los elementos en contacto. Sin embargo, es usualmente dificultoso, determinar la temperatura cuando el equipo se halla en plena operación. En rodamientos, una suficiente precisión es alcanzada usando la

temperatura de la pista del rodamiento, la cual puede ser determinada mediante el uso de termocuplas. En engranajes la medición está basada en la temperatura del receptáculo o sumidero de aceite y en los engranajes de baja velocidad con lubricación por baño de aceite, podría ser más que satisfactorio. En engranajes de alta velocidad, la superficie de los dientes estará a temperaturas por encima de las del sumidero de aceite y algunas concesiones deberían ser hechas para un estimado conservador del valor λ .

Existen dos factores los cuales pueden hacer decrecer el espesor de película real a partir del valor calculado con la ecuación isotérmica de Grubin: calentamiento por corte en la entrada y la falta de alimentación de aceite. Para contabilizar estos fenómenos, existen factores de corrección que son aplicados a estos valores isotérmicos.

3.3 EHL aplicado a engranajes

Las ecuaciones que se dan a continuación, sirven para determinar el espesor de película en engranajes evolventes de los siguientes tipos:

1. Engranajes internos y externos, de dientes rectos y dientes helicoidales, con ejes paralelos.
2. Engranajes cónicos con ejes angulares.
3. Engranajes planetarios.

Esto cubre la mayoría de las configuraciones de engranajes industriales con la excepción de engranajes hipoidales y tornillo sin-fin, debido a la complejidad de las condiciones de contacto.

La baja velocidad de engranajes en los reductores es usualmente la condición más crítica para la formación de la película EHL. Los cálculos que a continuación se muestran, están basados en los reductores con engranajes de más bajas velocidades. En el caso de un reductor de velocidad, es precisamente el engranaje conducido (al que llamamos en el presente informe simplemente "engranaje", pues al conductor lo denominamos "piñón"). En los casos de reductores de altas velocidades, y de aquellos equipos que constan de engranajes destinados a incrementar la velocidad, deberían utilizar ambos métodos, determinando los valores más críticos, tanto para condiciones de baja y alta velocidad.

Los dientes opuestos de engranajes evolventes se encuentran en la línea de contacto y la ecuación siguiente es aplicable para el cálculo del espesor de película en el punto de la línea de paso, bajo condiciones de lubricación adecuada:

$$h = [G L P N (W_T/\rho)^{-0.148}]^{0.74}$$

Donde:

- **G** = Parámetro geométrico, incluye los componente geométricos y propiedades elásticas.

- LP = Parámetro de Lubricante a la temperatura de las superficies en contacto.
- N = Velocidad rotacional neta del componente.
- W_T/ρ = Carga por unidad de longitud de contacto.

Las ecuaciones para determinar los valores de N , G , y W_T/ρ están dadas en la tabla 3, para varios tipos de engranajes. Si las unidades de longitud están en metros y W_T está en Newton, h estará dada en micrómetros, o si la longitud está en pulgadas y W_T está en libras, h estará dada en micro pulgadas. Los módulos de elasticidad, E_D , para engranajes de acero son del orden de los 2.28×10^{11} Nm^{-2} (3.3×10^7 psi). Existe un valor E_D dependiendo del material de los dientes del engranaje o piñón.

Aunque el espesor de película varía a través del ciclo de engrane, sus valores en el punto de la línea de paso son tomados como representativos para la calidad de lubricación de los engranajes. El espesor específico de película, λ , es encontrado en la ecuación:

$$\lambda = h/\sigma$$

Tabla 3 - Ecuaciones de Engranajes

Tipo de Engranaje		N	G	W_T/ρ	V	Notes
Eje Fijo	Ejes Paralelos Externos	N_G	$[3.4 \times 10^{-4}(m_G C \sin \phi_h)^{1.5} E_D^{0.148}] / (m_G + 1)^2$	$[T_G(m_G + 1)] / [m_G C F \cos \phi_h \cos^2 \psi]$	$(2\pi m_G C N_G) / [60(m_G + 1)]$	Engranajes Helicoidales: Angulo de Hélice = ψ Engranajes Rectos: $\psi = 0$
	Ejes Paralelos Internos	N_R	$[3.4 \times 10^{-4}(m_G C \sin \phi_h)^{1.5} E_D^{0.148}] / (m_G - 1)^2$	$[T_R(m_G - 1)] / [m_G C F \cos \phi_h \cos^2 \psi]$	$(2\pi m_G C N_R) / [60(m_G - 1)]$	
	Engranajes Cónicos con Eje Perpendicular	N_G	$[3.4 \times 10^{-4}(R_{Gm} \sin \phi_h)^{1.5} E_D^{0.148}] / (1 + m_G^2)^{0.25}$	$T_G / [R_{Gm} F \cos \phi_h \cos^2 \psi_m]$	$(2\pi R_{Gm} N_G) / 60$	Engranajes Cónicos: Angulo de Espiral = ψ_m Recto, $\psi_m = 0$
	Engranajes Cónicos con Eje No Perpendicular	N_G	$[3.4 \times 10^{-4}(R_{Gm} \sin \phi_h)^{1.5} E_D^{0.148}] / (\cos \lambda_G + m_G \cos \lambda_P)^{0.5}$	$T_G / [R_{Gm} F \cos \phi_h \cos^2 \psi_m]$	$(2\pi R_{Gm} N_G) / 60$	
Planetarios	Satélites-Solar	$ N_S - N_C $	$3.4 \times 10^{-4}(R_S \sin \phi_h)^{1.5} [(R_R - R_S) / (R_R + R_S)]^{0.5} E_D^{0.148}$	$ T_S / [n R_S F \cos \phi_h \cos^2 \psi_m]$	$(2\pi R_S / 60) N_S - N_C $	Engranajes Helicoidales: Angulo de Hélice = ψ Engranajes Rectos: $\psi = 0$
	Satélites-Anillo	$ N_R - N_C $	$3.4 \times 10^{-4}(R_R \sin \phi_h)^{1.5} [(R_R - R_S) / (R_R + R_S)]^{0.5} E_D^{0.148}$	$ T_R / [n R_R F \cos \phi_h \cos^2 \psi_m]$	$(2\pi R_R / 60) N_R - N_C $	

Donde:

- $| |$ = Valor absoluto (positivo)
- C = Distancia entre centros.
- E_D = Módulo de Elasticidad
- F = Ancho de la cara del diente
- m_G = Relación de Transmisión ($m_G > \text{ó} = 1$)
- n = Número de satélites
- N_C = Número de revoluciones del piñón en RPM
- N_G = Número de revoluciones del engranaje en RPM
- N_R = Número de revoluciones del anillo en RPM (satélites)
- N_S = Número de revoluciones del solar en RPM (satélites)
- R_{Gm} = Radio de paso en la mitad de la cara
- R_R = Radio del anillo (satélites)
- R_S = Radio del solar (satélites)
- T_G = Torque de la rueda dentada
- T_S = Torque del solar (satélites)
- T_R = Torque del anillo (satélites)
- λ_G = Angulo del engranaje cónico
- λ_P = Angulo del piñón cónico
- ϕ_n = Angulo de presión normal
- ψ = Angulo de Hélice
- ψ_m = Angulo de la espiral en la mitad de la cara

El valor crítico de λ , no es constante pero varía con la velocidad de la línea de paso, V , como está descrito en este informe y mostrado en la Figura 8. Las ecuaciones para V se hallan en la Tabla 3, V será medido en metros / segundo cuando los valores de C o R están en metros, y será medido en pulgadas / segundo cuando los valores de C o R están en pulgadas con N en r.p.m.

Mediante la determinación del valor de la velocidad de la línea de paso y la referencia de la figura 8, el valor crítico de λ puede ser encontrado para un engranaje de dientes helicoidales o rectos. Aunque los trabajos de Wellauer y Holloway, de los cuales la Figura 8 es derivada, no incluyen los engranajes cónicos, su modelo es similar al de los engranajes helicoidales y la Figura 8 le entregará resultados representativos.

La Tabla 4 entrega valores de la rugosidad compuesta, σ , para varios tipos de acabado de engranajes. Los resultados son derivados a partir de los valores típicos entregados por Wellauer y Holloway y usado en su análisis. Para engranajes fresados y afeitados, los valores de operación fueron usados en el desarrollo de los datos usados para la Figura 8.

Si los valores reales de σ no son conocidos para el reductor analizado, los valores típicos de la Tabla 4 deberían entregar resultados razonables.

Tabla 4-Valores Típicos de la Rugosidad Compuesta, σ

Acabado Final	Valor Inicial		Valores de Operación	
	$\mu\text{m.}$	$\mu\text{in.}$	$\mu\text{m.}$	$\mu\text{in.}$
Fresado	1.78	70	1.02	40
Afeitado	1.27	50	1.02	40
Esmerilado Suave	0.89	35	--	--
Esmerilado Duro	0.51	20	--	--
Pulido	0.18	7	--	--

La ecuación para la determinación del espesor de película en el punto de la línea de paso, h , puede ser invertida y combinada con la ecuación que determina el espesor específico de película de película λ :

$$LP = [1/(G N)] (W_T/\rho)^{0.148} (\lambda\sigma)^{1.35}$$

3.4 Notas para los Engranajes de eje fijo

La carga por unidad de longitud de contacto (W_T/ρ) es determinada usando el trabajo de Hicks para engranajes helicoidales y es aplicable para engranajes rectos, considerando al ángulo de hélice ψ igual a cero. Los engranajes cónicos con dientes en espiral son tratados como si fueran virtualmente engranajes helicoidales, usando la aproximación definida por Tregold como describe Buckingham. Los engranajes cónicos de ejes rectos son casos particulares donde el ángulo de espiral, ψ_m , es igual a cero. El torque T , puede ser deducido a partir de la potencia, como a continuación lo presentamos.

En unidades del Sistema Internacional:

$$T = 9550(KW/N) \quad (Nm)$$

Donde:

- **KW** = Potencia en kilowatts
- **N** = velocidad en RPM

En unidades del Sistema Inglés:

$$T = 63000(HP/N) \quad (lbf \text{ in})$$

Donde:

- **HP** = Potencia en HP (caballos de potencia)
- **N** = velocidad en RPM

3.5 Nota para los "Incrementadores" de velocidad (Variadores)

El trato para estos equipos es el mismo que para los reductores. Use la velocidad más baja del par donde: $m_g > \acute{o} = 1$

3.6 Nota para los trenes planetarios (satélites)

Es requerido tener cuidado para determinar la velocidad y el torque de los trenes de engranajes planetarios. La observancia del correcto signo algebraico es esencial, positivo cuando la rotación sigue el curso de las manecillas del reloj, y negativo cuando es opuesto. Los valores del Torque pueden ser encontrados, mediante la solución simultánea de las siguientes ecuaciones:

$$T_S + T_C + T_R = 0$$

$$N_S T_S + N_C T_C + N_R T_R = 0$$

Donde:

T = Torque (positivo cuando sigue el sentido de la agujas del reloj)

N = Velocidad de rotación, r.p.m. (positivo con el sentido de las agujas del reloj)

s, c, y R = Solar, Conductor, y engranajes de anillos, respectivamente

CAPITULO 4

ALTERNATIVAS DE SOLUCION AL PROBLEMA DE PICADURA

En este capítulo presentamos los datos iniciales y basado en ello las diferentes hipótesis que pueden ser solución al problema de picadura severa.

4.1 Datos de Ingeniería de los Reductores inspeccionados

Reductor Philadelphia de Molino de Crudo II

- A. **Fabricante:** PHILADEPHIA GEAR CO.
- B. **No. de Máquina:** 164-08
- C. **HP/Velocidad RPM Engranaje:** 5000/139.4
- D. **Relación de Transmisión (Número de Reducciones):** 4.26/1
- E. **Tipo de Engranajes:** Helicoidales
- F. **Capacidad del Depósito de Aceite:** 75 Galones
- G. **Fecha de Instalación:** 1988
- H. **Temperatura Normal de Operación del Aceite:** 80 °C

Reductor Philadelphia de Molino de Cemento IV

- A. **Fabricante:** PHILADEPHIA GEAR CO.
- B. **No. de Máquina:** 170-14
- C. **HP/Velocidad RPM Engranaje:** 5000/139.4
- D. **Relación de Transmisión (Número de Reducciones):** 4.26/1
- E. **Tipo de Engranajes:** Helicoidales
- F. **Capacidad del Depósito de Aceite:** 75 Galones
- G. **Fecha de Instalación:** 1988

Temperatura Normal de Operación del Aceite: 75 °C

4.2 Posibles causas y alternativas de solución al problema de picadura

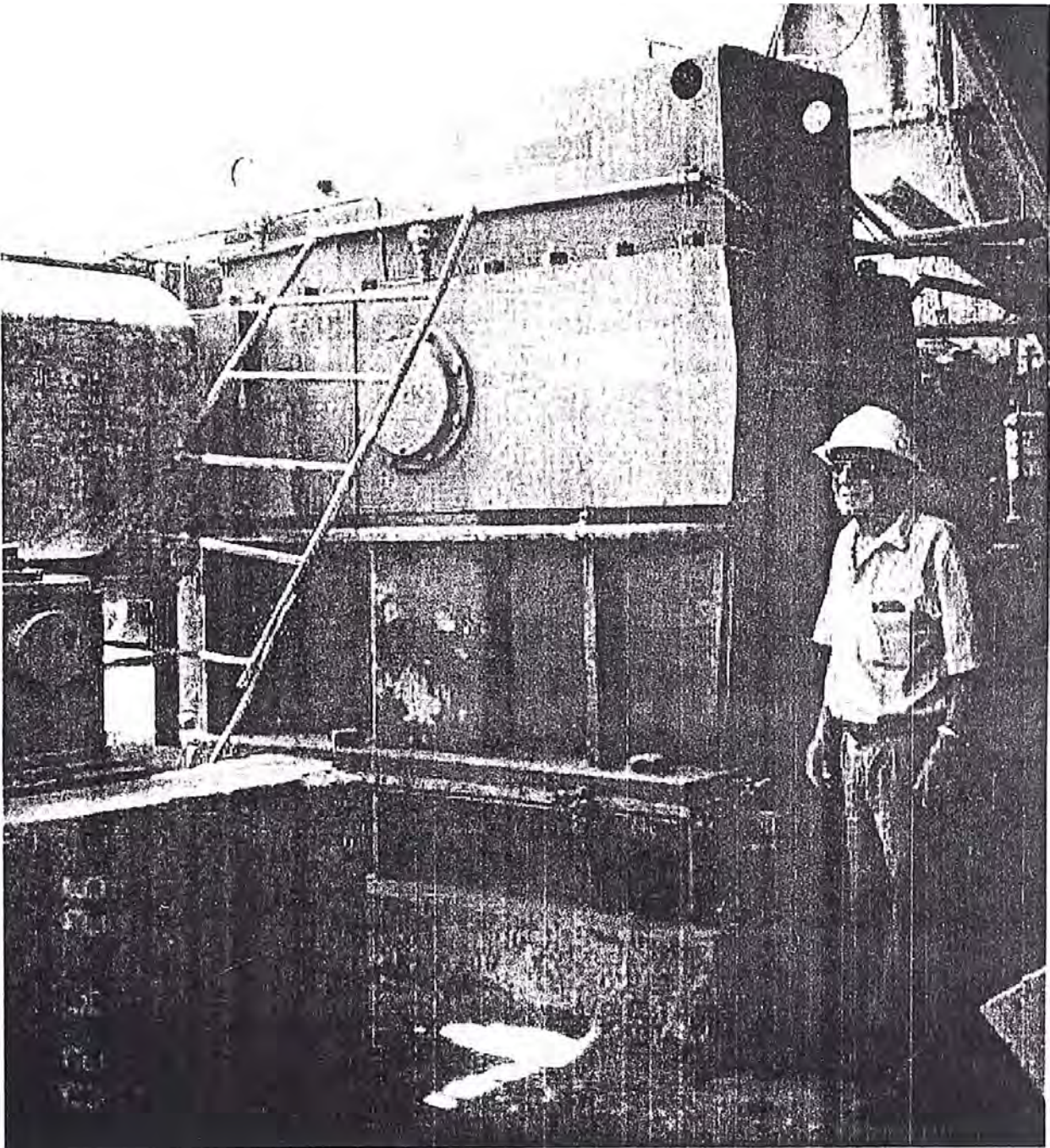
El fenómeno de picadura severa puede obedecer a distintas razones, a continuación presentamos las alternativas posibles de solución a este problema:

1. Inadecuada selección del lubricante, con viscosidades muy altas que ocasionan alta fricción fluida y resulta en altas temperaturas de operación, especialmente en las áreas donde ocurren altas presiones, ocasionando deformaciones de las superficies. En este caso el problema se agrava cuando sobrepasando los 80 °C, el relé térmico para la unidad y se producen muchos arranques, donde por algunas centésimas de segundos, la lubricación es marginal.
2. La "flauta" de alimentación de lubricante se encuentra con agujeros taponados, haciendo que la lubricación no sea uniforme, y esto ocasiona la formación de grietas desiguales en partes del diente, y no a lo largo.

Esto se presentó con mayor claridad en el engranaje del molino de crudo II (ver foto 3).

3. El picado también se puede presentar como consecuencia de una falta de alineación del conjunto piñón – engranaje. Esto fue descartado, pues este fenómeno es fácilmente detectado mediante el análisis de la huella del diente, debiendo presentar un desgaste mayor en una zona del diente.
4. Finalmente, un inadecuado material, o tratamiento térmico del diente del engranaje. Esto puede ser comprobado mediante el análisis de dureza de los materiales de los dientes del piñón y del engranaje. De comprobarse una diferencia apreciable, y observar una picadura gradual y consistente desde el inicio de operación del engranaje, entonces requerirá un rellenado de las superficies, o lo que es mejor en estos casos optar por el reemplazo del componente más afectado, en este caso el engranaje.

Producto del análisis de estas hipótesis se optó por el reemplazo del lubricante, que para asegurar una lubricación de más alta calidad, se analizó la opción de utilizar un lubricante sintético que además nos permitía probar con viscosidades menores, dada su mejor lubricidad, y apoyados en la teoría elastohidrodinámica.



Reductor del Molino de Cemento IV. Note las dimensiones del mismo.

CAPITULO 5

APLICACIÓN DEL PROGRAMA DE INSPECCION

Los Ingenieros de Mantenimiento de la Fábrica de Cemento, solicitan la intervención de ingenieros de lubricación, a fin de encontrar una solución a los problemas de picadura presentados en el diente del engranaje, y a las continuas paradas presentadas en el reductor del Molino de Crudo II, debido a que el relé térmico actuaba cuando detectaba temperaturas de operación que sobre pasaba los 80 °C, desconectando el motor del reductor. Esto provocaba cuantiosas pérdidas pues cada parada representaba detener la producción durante 45 minutos mínimo. Por otro lado, el Ingeniero de la Falk había recomendado, la adquisición de un nuevo engranaje debido a que había encontrado, mucho deterioro en los dientes del engranaje.

Ante tal situación, como Ingenieros de lubricación se presentó el Programa de Inspección de Engranajes, el que recibió la aceptación del Departamento de Mantenimiento. Para llevar a cabo este propósito, se decidió establecer un cronograma de inspecciones, que se realizarían en el lapso de una año, comenzando por 3 a lo largo del primer semestre y dos en el último semestre del primer año. En los años subsiguientes, una vez encontrada la solución al problema,

se establecería una inspección anual, aprovechando la parada general de planta, salvo que la necesidad requiera de una mayor intervención.

Después de haber efectuado tres inspecciones en un lapso de seis meses a los dientes de los engranajes y, específicamente a aquellos que fueron identificados por presentar a simple vista posibles anomalías, bajo el procedimiento establecido en el programa de inspección de engranajes, encontramos los siguientes resultados:

5.1 Reductor Principal del Molino de Crudo II

- Existe una picadura severa a lo largo del diente, con presencia de algunas partículas metálicas sensibles al tacto, desprendidas en la primera inspección, que fueron disminuyendo para la tercera inspección, una vez aplicados algunas recomendaciones de limpieza a los rociadores del lubricante para garantizar un baño uniforme a lo largo del ancho del diente.
- La abrasión normal que presentan los dientes del piñón, nos hace suponer de una operación normal, y que pese a que este está más expuesto debido a su menor tamaño, y el mayor número de revoluciones, el material es más duro y resistente a las presiones, en las zonas críticas.
- Recomendamos la aplicación de la teoría de selección de lubricantes Mobil, amparados en la determinación del parámetro de lubricante, a fin de poder terminar con el problema de paradas repentinas, y dar a la unidad la confiabilidad que precisa, de modo que no ocasione pérdidas por paradas no programadas, y que los arranques continuos no deteriore al lubricante, exponiéndolo a constantes cambios de temperaturas, y la unidad no se vea expuesta a continua lubricación marginal en el momento del arranque.

- Contaminación de aceite/Agua/Sólido/Grasas: Ninguna.
- Barniz / escoria: Limallas metálicas perceptibles en la primera inspección. No se comprobó presencia de las mismas en la tercera inspección.
- Niveles de aceite correctos.
- Pérdidas / fugas: Ninguna.
- Condiciones del Canal Aceitero: Se comprobó tras la segunda inspección, la necesidad de limpiar los orificios del canal, pues algunos presentaban obstrucciones, en la misma región donde se verificó la picadura más severa del diente.
- Condición del aceite en uso: Lubricante mineral AGMA 7EP
 - Tiempo de uso: 10 meses
 - Capacidad del Sistema: 284 Litros
 - Viscosidad a 40 °C: 377.60 cSt
 - Agua: 0% en volumen.
 - Fósforo: 0.055 % en peso.
 - Insolubles @ 5.0 μm : 0.06 % en peso.

Lubricante en buen estado

5.2 Reductor Principal de Molino de Cemento IV

- En este conjunto piñón-engranaje encontramos la presencia de una abrasión normal.
- Tan sólo la presencia de una costra, nos obligó a dar debido seguimiento, a fin de establecer con exactitud, si se encontraba en franco progreso, o si se trataba de un fenómeno estacionario.
- Contaminación de Aceite/Agua/Sólido/Grasas: Ninguna

- Barniz / escoria: Ninguna.
- Niveles de Aceite: Correcto.
- Pérdidas/Fugas: Ninguna.
- Condiciones del canal aceitero: Bueno.
- Condición del aceite en uso: Lubricante Mineral AGMA 7EP
 - Tiempo de uso: 33 meses
 - Capacidad del Sistema: 284 Litros
 - Viscosidad a 40 °C: 443.40 cSt
 - Agua: 0% en volumen.
 - Fósforo: 0.032 % en peso.
 - Insolubles @ 5.0 μm : 0.09 % en peso.

Lubricante en buen estado

Comparando las huellas tomadas del diente seleccionado en el piñón del reductor, con las mismas huellas tomadas en las inspecciones realizadas, podemos afirmar que la picadura es severa, pero que su avance es lento, de inspección en inspección fue imperceptible.

Comparando el desgaste que existe en los dientes del piñón, con el que existe en los dientes del engranaje; podemos ver, que existe la posibilidad de que el material empleado en la fabricación del piñón sea de menor dureza que el del engranaje, motivo el cual su desgaste es bastante mayor.

Ya que el desgaste a lo largo del diente es uniforme en un 80% del mismo; entonces podemos concluir que la alineación entre el piñón y el engranaje es correcta.

De acuerdo al problema presentado, y para evitar continuar con paradas no programadas, tomamos la decisión de hacer un estudio para reemplazar el aceite mineral que venían usando, y reemplazar por uno 100% sintético. De esta forma decidimos aplicar la teoría elastohidrodinámica, para el cálculo de la correcta viscosidad de acuerdo a los desarrollos empíricos de Mobil Co. en los cuales asocia, los parámetros de diseño y condiciones de operación de los engranajes, con la viscosidad y tipo de aceite, a fin de contar con la película óptima de aceite que garantice una adecuada lubricación, pero que a la vez permita el menor consumo de energía posible. La mejor lubricidad de los aceites sintéticos, su mejor resistencia a la oxidación, y su consiguiente mejor índice de viscosidad, hace que tengamos la oportunidad de contar con una película más resistente, y además, disminuir el fenómeno de fricción fluida, con la consecuente disminución de temperatura, lo que conlleva a un ahorro cuantificable de energía.

A continuación mostramos un conjunto de fotografías tomadas durante las etapas de inspección, de modo que pueda graficarse lo que venimos sustentando.

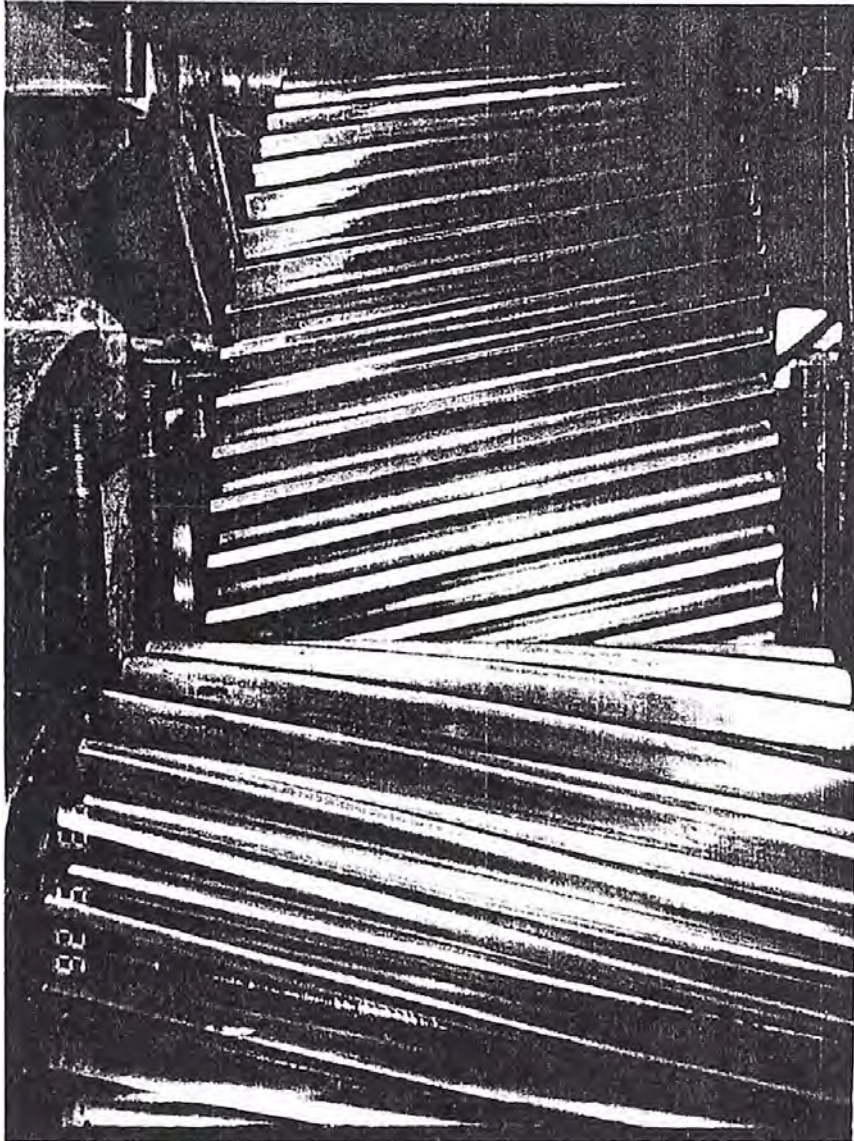


Foto 1 - Dientes Piñón-Engranaje Reductor Philadelphia Molino de

Crudo II

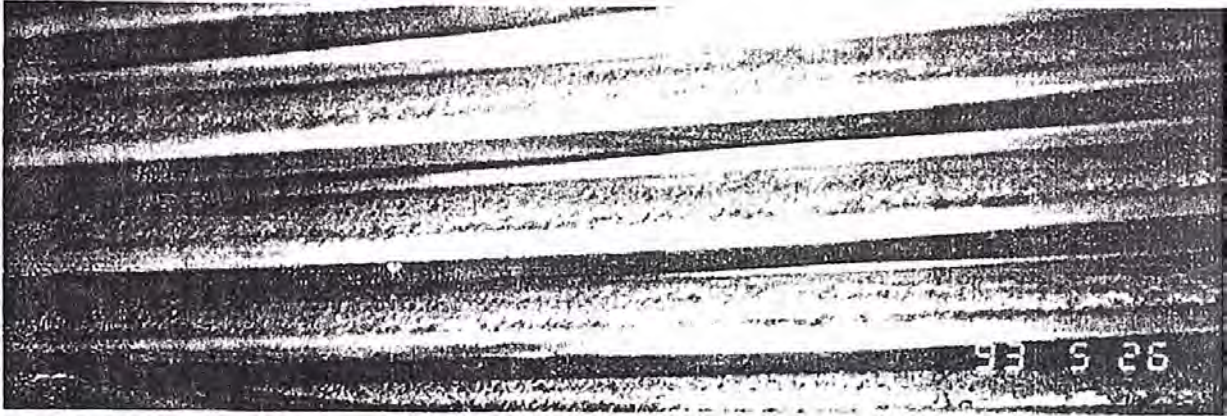


Foto 2 - Picadura presentada en el engranaje de reductor Molino de Crudo II (apariencia de picadura severa)

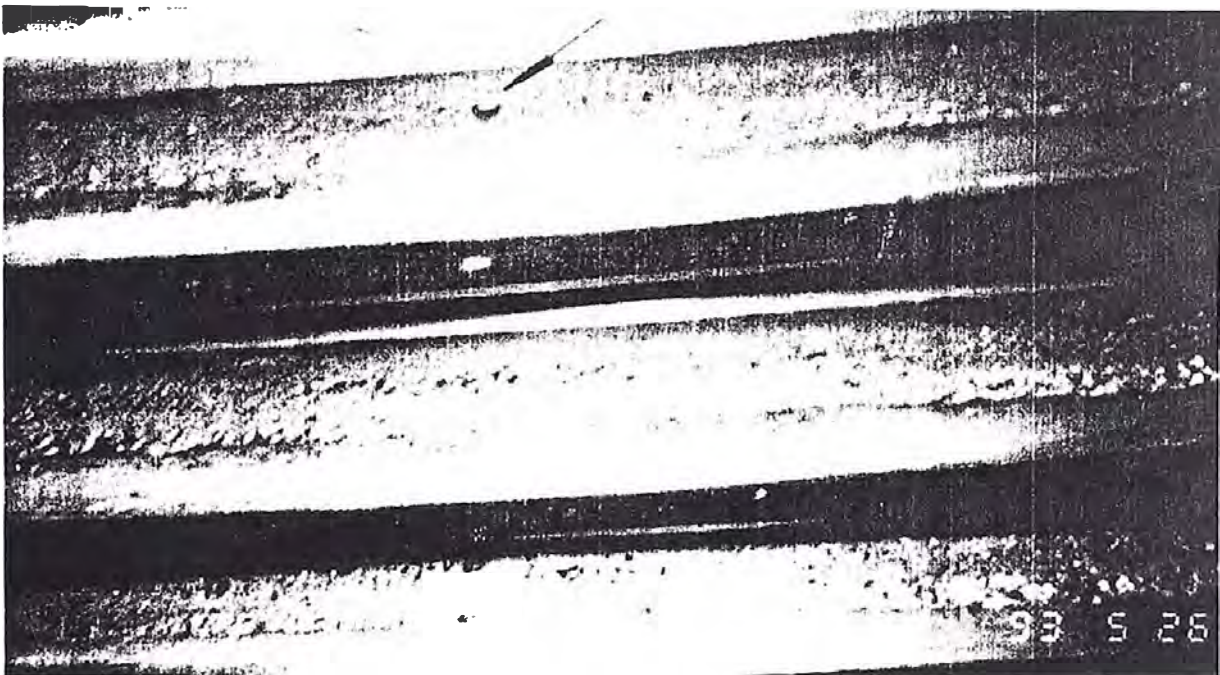


Foto 3 - Nótese la huella de un desprendimiento causado por la picadura del diente del engranaje del Molino de Crudo II

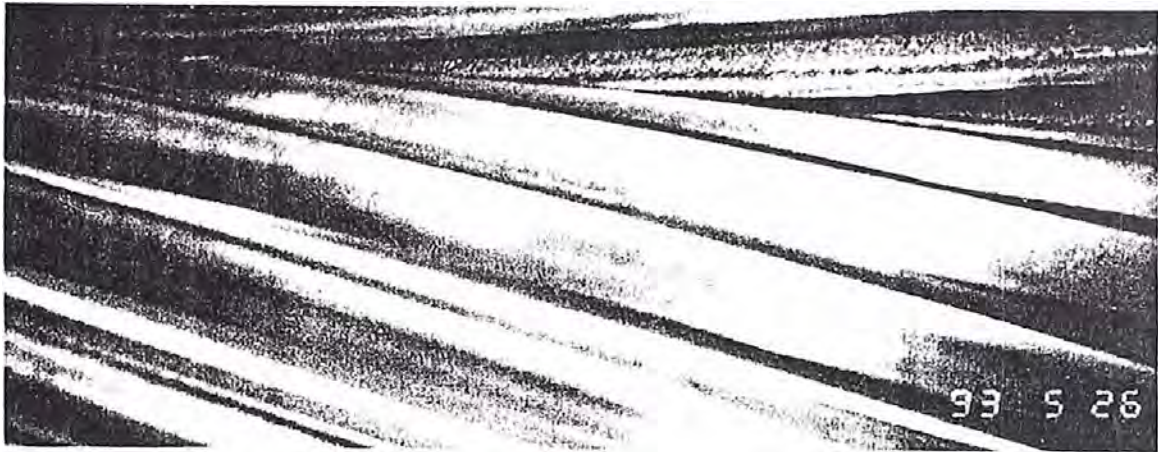


Foto 4 - Vista General del Diente del Piñón, mostrando un desgaste normal. Apreciable diferencia versus el diente del engranaje



Foto 5 - Vista "close-up" del Diente del piñón , mostrando una abrasión uniforme a lo largo del ancho del diente



Foto 6 - Vista General del con junto piñón y engranaje del Reductor

Philadelphia del Molino de Cemento IV

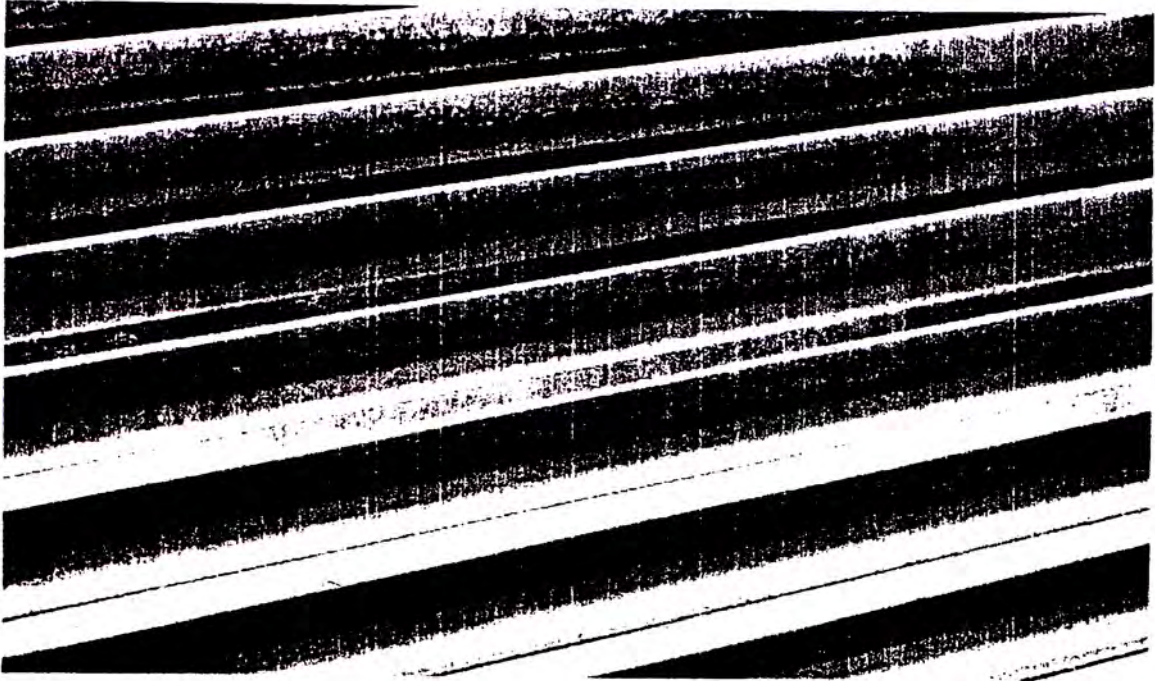


Foto 7 - Vista General del engranaje del Reductor Philadelphia del Molino de Cemento IV

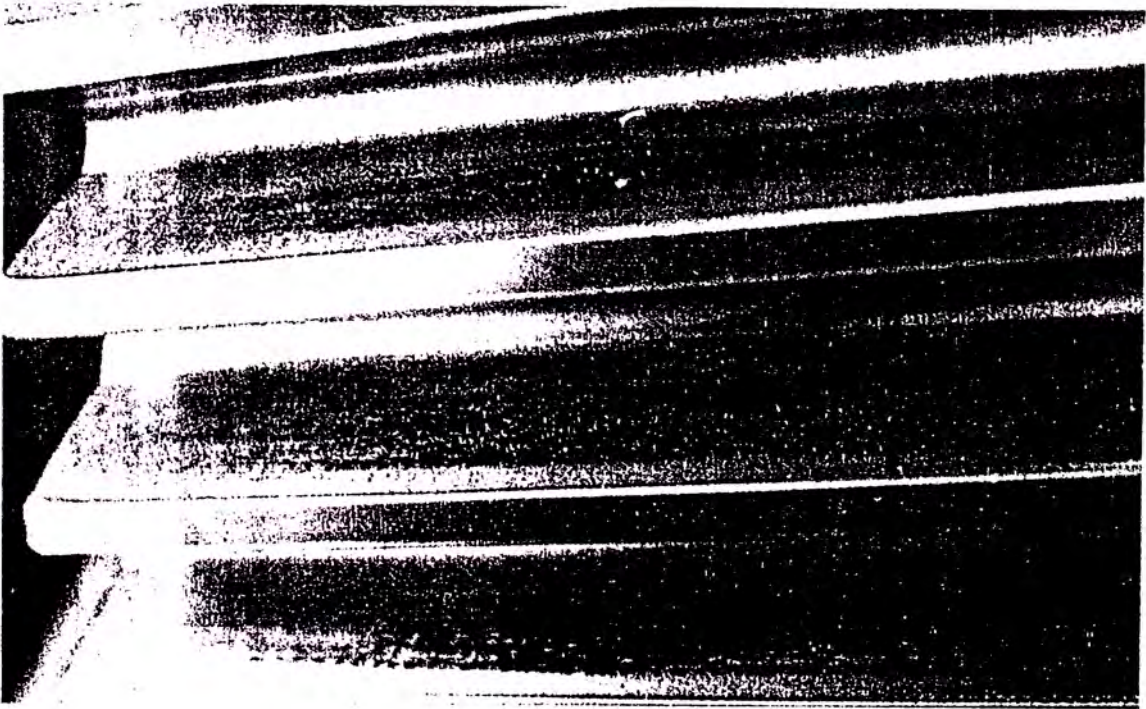


Foto 8 - Vista del engranaje. Nótese el pulido normal del diente

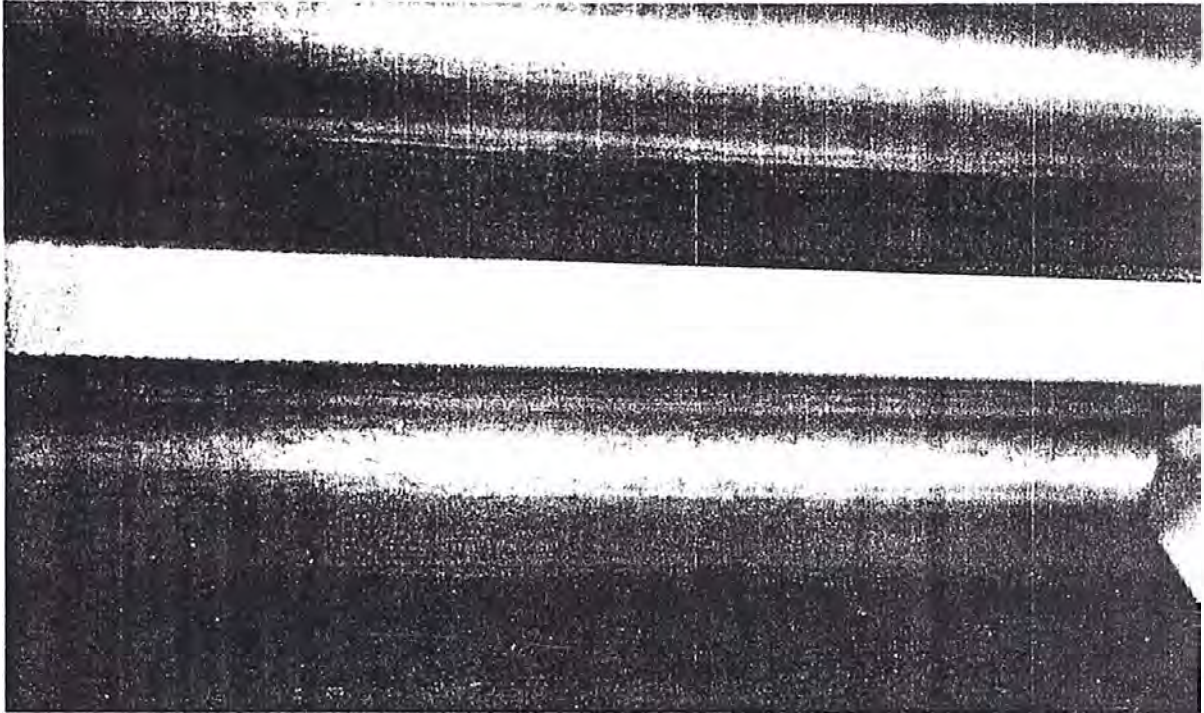


Foto 9 - Vista del piñón mostrando un desgaste normal dei diente

CAPITULO 6

APLICACION DE LA TEORIA EHL PARA LA SELECCION DEL LUBRICANTE

A continuación presentamos el cálculo del lubricante adecuado con base a las condiciones de operación presentadas en los reductores en mención. Para ello se está considerando dos casos, el uso de lubricante para engranajes de origen mineral, y lubricante para engranajes de tecnología sintética.

EHL - Engranajes Rectos y Helicoidales (Externos e Internos)

Para: Compañía Cementera

Para el cálculo del Parámetro de Lubricante (LP) o el Espesor Específico de Película (λ), de Engranajes Rectos o Helicoidales, se requieren los siguientes datos:

I. DATOS DEL ENGRANAJE

Distancia entre centros, C	1.05	41.50 pulgadas
Angulo de Presión Normal, ϕ_h	20 °	20 °
Angulo de Hélice del Diente, ψ	15.2 °	15.2 °
Relación de Transmisión, m_G	4.26	4.26
Ancho de la Cara, F	0.55 m.	21.50 pulgadas
Módulo de Elasticidad, $E_{D \text{ Acero}}$	2.28E+11 N/m ²	3.30E+07 lbf/plg ²
Rugosidad Compuesta, σ	1.016 μm	40.00 μplg
¿El engranaje es nuevo o se encuentra en operación? (N/O)	O	O
¿Qué clase de acabado tienen los dientes?		

Fresado		operación/nuevo
Afeitado	a	operación/nuevo
Esmerilado suave	s	sólo nuevo
Esmerilado duro	d	sólo nuevo
Pulido	p	sólo nuevo

II. DATOS DE OPERACION

Velocidad de Rotación, N_G	141 rpm	141 rpm
Potencia, KW ó HP	3,275 KW	5,000 HP
Temperatura operación del aceite, T	55 °C	55 °C

III. PARA CALCULAR EL PARAMETRO DE LUBRICANTE (LP)

A. Torque del Engranaje, T_G	9,550 x (KW/ N_G)	63,000 x (HP/ N_G)
$T_G =$	221,817 N-m	2,234,043 Lb-plg

B. Carga Unitaria, W_T/ρ

$$W_T/\rho = [T_G(m_G+1)]/[m_G C F \cos \phi_h \cos^2 \psi] \quad \text{Para Engranajes Externos}$$

$$W_T/\rho = [T_G(m_G-1)]/[m_G C F \cos \phi_h \cos^2 \psi] \quad \text{Para Engranajes Internos}$$

Clase de Engranajes: Internos

$$W_T/\rho = 337,066 \text{ N/m} \quad 2,190 \text{ lbf/plg}$$

C. Parámetro de Geometría, G

$$[3.4 \times 10^{-4} (m_G C \sin \phi_h)^{1.5} E_D^{0.148}] / (m_G + 1)^2 \quad \text{Para Engranajes Externos}$$

$$[3.4 \times 10^{-4} (m_G C \sin \phi_h)^{1.5} E_D^{0.148}] / (m_G - 1)^2 \quad \text{Para Engranajes Internos}$$

Clase de Engranajes: Internos

$$G = 2.92E-03 \quad 1.95E-01$$

D. Velocidad Lineal en el Diámetro de Paso, V (usado para determinar λ)

$$(2\pi m_G C N_G) / [60(m_G + 1)] \quad \text{Para Engranajes Externos}$$

$$(2\pi m_G C N_G) / [60(m_G - 1)] \quad \text{Para Engranajes Internos}$$

Clase de Engranajes: Internos

$$V = 20.3 \text{ m/s} \quad 800.7 \text{ plg/s}$$

E. Determinación del Espesor Específico de Película λ a partir de la correlación V vs LP

$$\lambda = 1.5 \quad 1.5$$

F. Determinación del Parámetro de Lubricante (LP)

$$LP = [1/(G N_G)] (W_T/\rho)^{0.788} (\lambda \sigma)^{1.35}$$

$$LP = 28.2 \quad 28.6$$

*Fenómeno Térmico debido a la estabilidad al corte al ingreso

$$LP_{CT=0.9} = 7.66E+03 (V)^{-1.70}$$

$$LP_{CT=0.9} = 38.2$$

Dado que $LP_{CT=0.9} > LP$

Ingresar a las curvas de los lubricantes Mobil con los siguientes datos:

$$LP = 28.0$$

$$T = 55.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

G. Recálculo del Espesor Específico de Película (λ)

$$\lambda = [(G LP N_G (W_T/\rho)^{-0.788})^{0.74}]^{1/1.35}$$

$$\lambda_{LP} = 1.50$$

$$\lambda_{LPCT=0.9} = 1.88$$

H. Revisión de las curvas de los siguientes lubricantes Mobil:

- Mobilgear serie 600 (626, 629, 630, 632, 634, y 636)
- Mobil SHC 600 (626, 629, 630, 632, y 634)

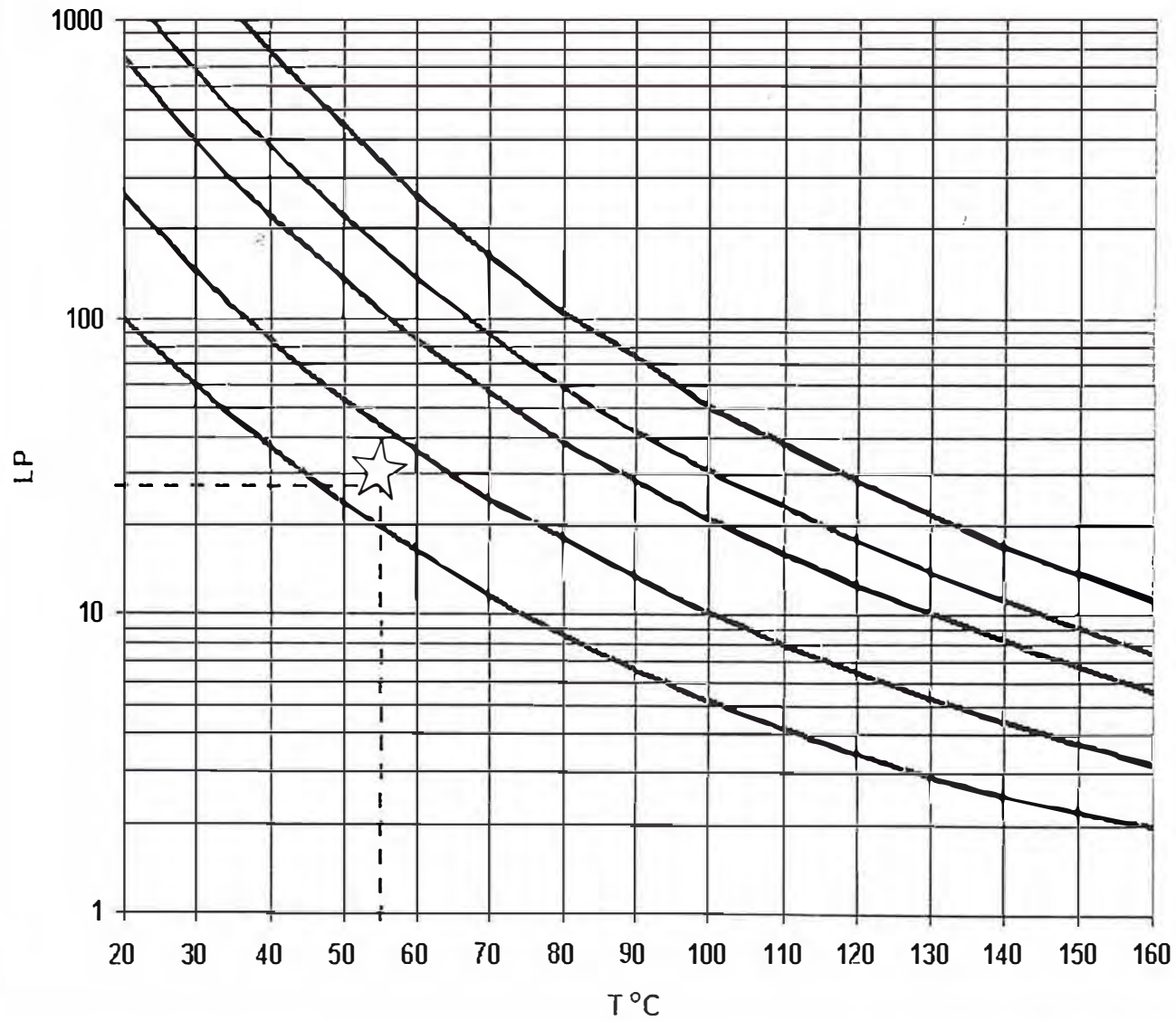
I. Revisión de las Recomendaciones del Fabricante:

No se encontraron registros.

J. Producto de la aplicación de EHL:

Es lubricante SINTETICO recomendado es **Mobil SHC 626**

Mobil SHC Serie 600



- Mobil SHC 624
- Mobil SHC 626
- Mobil SHC 629
- Mobil SHC 630
- Mobil SHC 634

EHL - Engranajes Rectos y Helicoidales (Externos e Internos)

Para: Compañía Cementera

Para el cálculo del Parámetro de Lubricante (LP) o el Espesor Específico de Película (λ), de Engranajes Rectos o Helicoidales, se requieren los siguientes datos:

I. DATOS DEL ENGRANAJE

Distancia entre centros, C	1.05	41.50 pulgadas
Angulo de Presión Normal, ϕ_h	20 °	20 °
Angulo de Hélice del Diente, ψ	15.2 °	15.2 °
Relación de Transmisión, m_G	4.26	4.26
Ancho de la Cara, F	0.55 m.	21.50 pulgadas
Módulo de Elasticidad, E_D Acero	2.28E+11 N/m ²	3.30E+07 lbf/plg ²
Rugosidad Compuesta, σ	1.016 μ m	40.00 μ plg
¿El engranaje es nuevo o se encuentra en operación? (N/O)	O	O
¿Qué clase de acabado tienen los dientes?		

Fresado		operación/nuevo
Afeitado	a	operación/nuevo
Esmerilado suave	s	sólo nuevo
Esmerilado duro	d	sólo nuevo
Pulido	p	sólo nuevo

II. DATOS DE OPERACION

Velocidad de Rotación, N_G	141 rpm	141 rpm
Potencia, KW ó HP	3,275 KW	5,000 HP
Temperatura operación del aceite, T	75 °C	75 °C

III. PARA CALCULAR EL PARAMETRO DE LUBRICANTE (LP)

A. Torque del Engranaje, T_G	9,550 x (KW/ N_G)	63,000 x (HP/ N_G)
$T_G =$	221,817 N-m	2,234,043 Lb-plg

B. Carga Unitaria, W_T/ρ

$$W_T/\rho = [T_G(m_G+1)]/[m_G C F \cos \phi_h \cos^2 \psi] \quad \text{Para Engranajes Externos}$$

$$W_T/\rho = [T_G(m_G-1)]/[m_G C F \cos \phi_h \cos^2 \psi] \quad \text{Para Engranajes Internos}$$

Clase de Engranajes: Internos

$$W_T/\rho = 337,066 \text{ N/m} \quad 2,190 \text{ lbf/plg}$$

C. Parámetro de Geometría, G

$$[3.4 \times 10^{-4} (m_G C \sin \phi_h)^{1.5} E_D^{0.148}] / (m_G + 1)^2 \quad \text{Para Engranajes Externos}$$

$$[3.4 \times 10^{-4} (m_G C \sin \phi_h)^{1.5} E_D^{0.148}] / (m_G - 1)^2 \quad \text{Para Engranajes Internos}$$

Clase de Engranajes: Internos

$$G = 2.92E-03 \quad 1.95E-01$$

D. Velocidad Lineal en el Diámetro de Paso, V (usado para determinar λ)

$(2\pi m_G C N_G) / [60(m_G + 1)]$	Para Engranajes Externos
$(2\pi m_G C N_G) / [60(m_G - 1)]$	Para Engranajes Internos

Clase de Engranajes: Internos

V = 20.3 m/s 800.7 plg/s

E. Determinación del Espesor Específico de Película λ a partir de la correlación V vs LP

$$\lambda = 1.5 \quad 1.5$$

F. Determinación del Parámetro de Lubricante (LP)

$LP = [1 / (G N_G)] (W_T / \rho)^{0.7148} (\lambda \sigma)^{1.33}$	
LP = 28.2	28.6

*Fenómeno Térmico debido a la estabilidad al corte al ingreso

$LP_{CT=0.9} = 7.66E+03 (V)^{1.70}$	
LP _{CT=0.9} = 38.2	

Dado que LP_{CT=0.9} > LP

Ingresar a las curvas de los lubricantes Mobil con los siguientes datos:

$$LP = 28.0$$

$$T = 75.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

G. Recálculo del Espesor Específico de Película (λ)

$\lambda = [(G LP N_G (W_T / \rho)^{-0.7148} \sigma^{1.33})] / \sigma$	
$\lambda_{LP} = 1.50$	
$\lambda_{LPCT=0.9} = 1.88$	

H. Revisión de las curvas de los siguientes lubricantes Mobil:

- Mobilgear serie 600 (626, 629, 630, 632, 634, y 636)
- Mobil SHC 600 (626, 629, 630, 632, y 634)

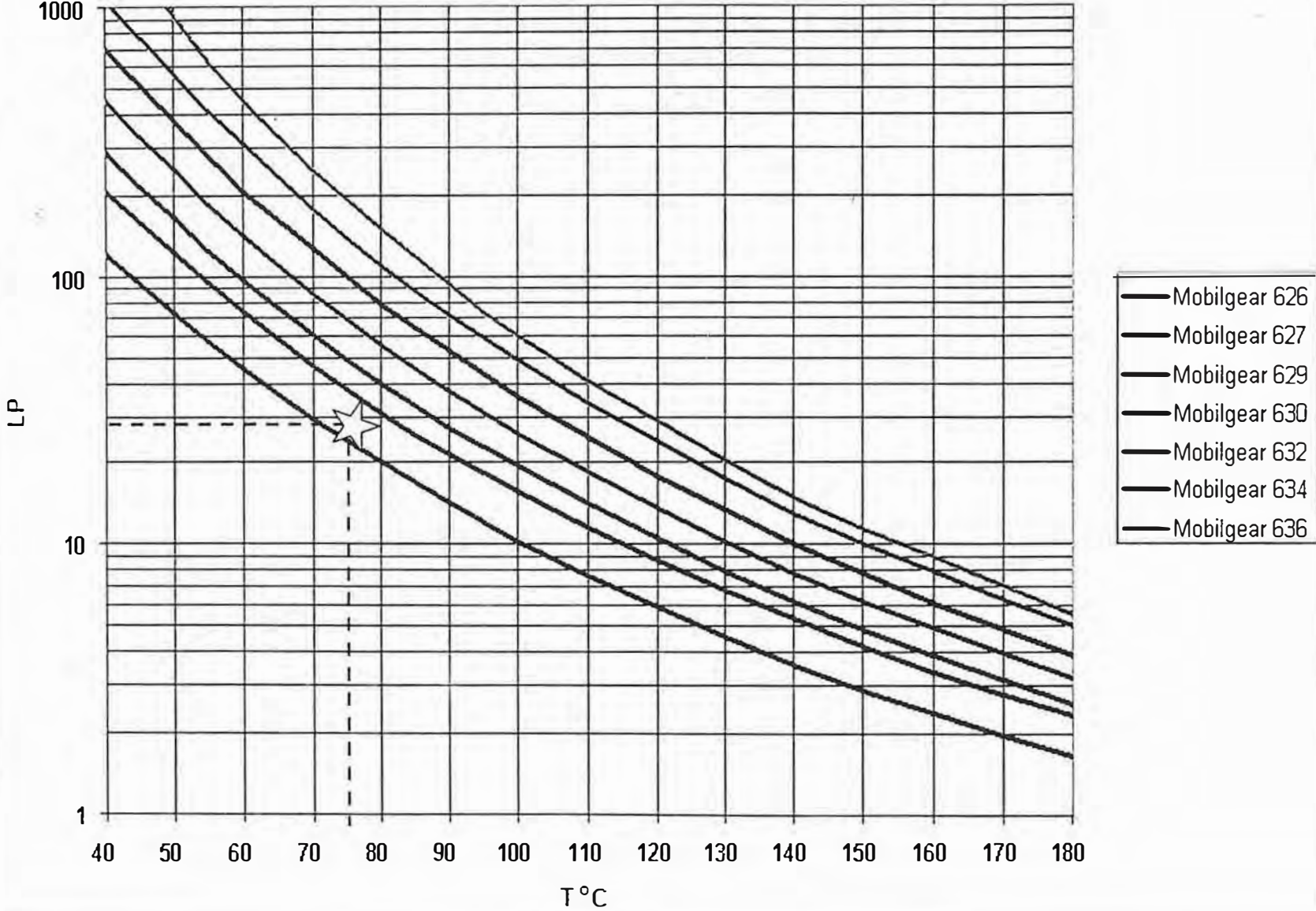
I. Revisión de las Recomendaciones del Fabricante:

No se encontraron registros.

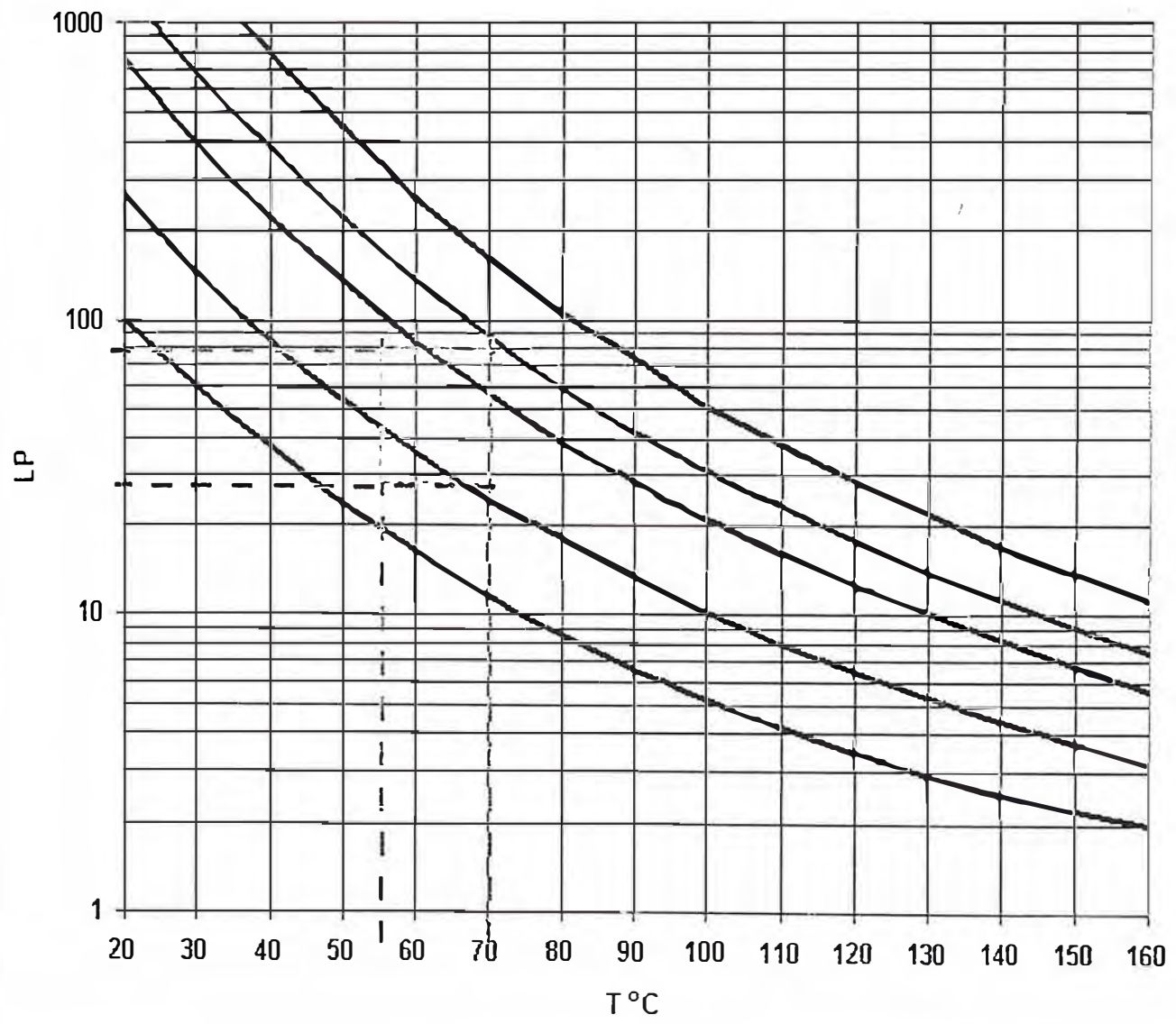
J. Producto de la aplicación de EHL:

Es lubricante MINERAL recomendado es **Mobilgear 627**

Mobilgear Serie 600



Mobil SHC Serie 600



- Mobil SHC 624
- Mobil SHC 626
- Mobil SHC 629
- Mobil SHC 630
- Mobil SHC 634

6.1. Selección de Lubricante

De la teoría elastohidrodinámica, combinado con el modelo experimental desarrollado por el departamento de investigación y desarrollo de Mobil Co. para la adecuada selección de lubricantes de engranajes industriales, se desprende que la viscosidad del aceite utilizado en la fábrica de cemento tenía una mayor a la recomendada, correspondiente a una clasificación AGMA 7EP, es decir entre 414 cSt y 506 cSt a 37.8 °C, equivalente a un ISO VG 460. Por lo que se optó por efectuar la siguiente recomendación:

1. Cambiar de forma inmediata el lubricante, de forma tal que tenga la viscosidad adecuada, lo que estaba amparado por la recomendación del fabricante y los cálculos realizados bajo el estudio EHL.
2. Iniciar la evaluación con lubricantes sintético, que debido a una mejor lubricidad, garantizaba la posibilidad de disminuir al menos un grado AGMA de viscosidad. Esto fue también avalado por el cálculo que se hace mención anteriormente.
3. Proceder con la evaluación de ahorro de energía debido a la utilización de un lubricante sintético, y todos los beneficios colaterales que trae consigo, debido a las excepcionales propiedades de lubricación de estos aceites, y su condición de muy alta resistencia a la oxidación. Estas aunadas a la mejor lubricidad, garantizarían menores temperaturas de operación, lo cual fue comprobado "in situ", con la disminución en casi 20 °C.

Para efectuar la selección adecuada del lubricante se consideró un rango de temperaturas de operación comprendido entre 55 °C y 75 °C y se utilizaron

diferentes ángulos de presión normal entre 10° y 20° , ya que este fue el único dato obtenido mediante medición manual, resultando un rango de parámetros de lubricantes (LP) entre 28 y 80, respectivamente.

Con estos parámetros de lubricantes y valiéndonos de las tablas que aparecen en las Figuras 9 y 10, vemos que los lubricantes adecuados son: Mobil SHC 626, Mobil SHC 629 y Mobil SHC 630. Debido a la alta fluctuación de carga, entonces nos inclinamos, desde un ángulo conservador, por recomendar en primera instancia cambiar el lubricante mineral que venían utilizando AGMA 7EP, para un lubricante sintético de viscosidad AGMA 5, equivalente a una viscosidad ISO VG 150, ó entre 135 cSt y 165 cSt, a 37.8°C . Esto es el **Mobil SHC 630**.

El Cálculo de ahorro de energía se efectuará con respecto al lubricante utilizado.

CAPITULO 7

CALCULO DE AHORRO DE ENERGIA

Los presentes beneficios económicos son el resultado de calcular en un año, el ahorro de energía mediante el uso de lubricantes sintéticos. La explicación de este fenómeno, se encuentra en la mejor condición de lubricidad encontrada en este tipo de aceites en comparación con sus equivalentes minerales. Esto permite que las zonas en contacto experimenten menores temperaturas de operación. Mediante la aplicación de la teoría elastohidrodinámica, y como consecuencia de esta caída de temperatura, definimos el uso de un aceite de menor viscosidad, que a la postre contribuye a aumentar esta brecha de temperatura, fruto de una menor fricción fluida entre capa y capa de la película lubricante.

En esta sección no se está considerando otros beneficios que serán tratados más adelante, como es la ampliación del intervalo de cambio de aceite, y la mayor vida útil de los equipos.

7.1 Los aceites Mobil SHC Serie 600

Los aceites Mobil SHC serie 600 para engranajes y rodamientos, han sido desarrollados a partir de la aplicación de la tecnología desarrollada por el

departamento de investigación y desarrollo de Mobil Co., en la cual se logra la síntesis de hidrocarburos, y se le confiere propiedades excepcionales, que mejora substancialmente sus propiedades de lubricación.

Los lubricantes de esta serie, han mejorado su versatilidad; tanto para servicios, en los cuales hay altas temperaturas de operación, como en aquellas donde las temperaturas son muy bajas.

Los lubricantes Mobil SHC serie 600, poseen un muy bajo coeficiente de fricción y un muy alto índice de viscosidad.

Conjugadas estas dos propiedades, nos permite deducir un sustancial ahorro del consumo de energía requerido para la operación del equipo a lubricar, con respecto a su par mineral. En otras palabras, del diagrama de Sankey, las pérdidas de energía, como consecuencia de la fricción, son reducidas a su mínima expresión. Esta reducción de fricción trae consigo una disminución de la temperatura de operación, una mayor vida útil de la máquina y el propio alargue de la vida útil del lubricante.

En resumen los beneficios son:

- Reducción de los costos de mano de obra.
- Reducción de costos de energía.
- Reducción de costos de reposición de partes.
- Incremento de la producción.
- Extensión de la vida útil del lubricante.

- Reducción de la fricción y el desgaste.
- Reducción de las temperaturas de operación.

Sus propiedades son:

- Alta estabilidad a la oxidación.
- Mejor fluidez a baja temperatura.
- Bajo coeficiente de fricción o arrastre.
- Alto índice de viscosidad.
- Alta capacidad de admisión de carga ("load carrying")

Estos lubricantes están formulado por fluidos sintetizados. Ellos están combinados con aditivos, de naturaleza sintética que proveen excelente estabilidad a la oxidación, protección contra la corrosión y gran capacidad de admisión de carga.

Los fluidos bases tienen una mejor estabilidad térmica a la oxidación, que los aceites minerales convencionales. Además con índices de viscosidad que superan el 130, garantizan alta viscosidad en condiciones de temperaturas extremas de operación, en comparación con aceites minerales del mismo grado. Dado que los altos índices de viscosidad que presentan estos aceites, son propiedades inherentes a los mismos, no hay pérdida de viscosidad como resultados de esfuerzos de corte en servicio, aún en aplicaciones de reductores con grandes cargas.

El uso del lubricante Mobil SHC serie 600, con la viscosidad adecuada, puede mejorar significativamente la eficiencia de los reductores.

Las mejoras logradas en reducir los coeficientes de fricción en lubricantes sintéticos, confieren mayor lubricidad a estos, los cuales son el punto de partida y la razón principal para el logro de estos beneficios.

Los lubricantes Mobil SHC serie 600, son recomendados para usarlos en rodamientos o reductores industriales. Su uso se justifica amplia y fácilmente; desde el punto técnico-económico, en aquellas operaciones donde aparezcan temperaturas no constantes y extremas o donde el comportamiento de un aceite mineral convencional no es satisfactorio, o hay altos costos de mantenimiento.

En aquellos casos donde existen temperaturas extremadamente bajas, estos aceites también tienen un excepcional comportamiento; pues, son libres de ceras y por su naturalmente alto índice de viscosidad. En condiciones normales de operación, los lubricantes Mobil SHC serie 600, permiten un sustancial ahorro de energía que comprende entre el 1% y el 6%, dependiendo de las condiciones de operación, y la dimensión del equipo.

Los lubricantes Mobil SHC serie 600, son compatibles con sellos y retenes, usados con aceites minerales convencionales.

7.2 Cálculo del Ahorro de Energía

Basados en datos históricos del reductor Philadelphia del Molino de crudo II, consistente en el consumo diario de energía para cada producción en T/h; durante los meses de Enero a Julio, hemos procedido al siguiente cálculo que nos permitirá cuantificar los ahorros que se obtendrán en el primer año de operación con lubricantes sintéticos, por concepto de ahorro de energía.

Datos del reductor:

- Código: 164-08
- Año de Instalación 1988
- Potencia: 5,000 HP
- Eficiencia del Reductor: 97%
- Capacidad del cárter: 75 Galones.

Datos de operación:

- Aceite en uso: Lubricante Mineral: AGMA 7EP
- Aceite sintético recomendado: Mobil SHC 630
- Carga promedio: 150 T/h
- Potencia promedio consumido: 4000 HP <> 3000 KW

Cálculo de la energía actual consumida (EAC)

$$\text{EAC} = 3,000 \text{ KW} \times 11 \text{ meses/año} \times 30 \text{ días/mes} \times 24 \text{ horas/día}$$

$$\boxed{\text{EAC} = 23'760,000 \text{ KW-H}}$$

Cálculo del ahorro anual de energía (AAE)

Sobre la base de las experiencias de Mobil Co. en campo se ha desarrollado el nomograma, que a página siguiente presentamos.

Cálculo del Factor Térmico:

- Temperatura de aceite Sintético = 55 °C
- Temperatura de aceite mineral = 75 °C
- Temperatura Ambiente = 30 °C

$$\text{Por tanto: } (55-30)/(75-30) = \mathbf{0.56}$$

Teniendo en cuenta que para este reductor Philadelphia, de acuerdo al manual del fabricante, la eficiencia es del **97%**, de la curva que corresponde a esta eficiencia se determina que:

Ahorro de energía = 12 Watts por HP generado

Esto significa que:

$$AAE = 4000 \text{ HP} \times 12 \text{ Watts/HP} \times 24 \text{ Horas/día} \times 30 \text{ días/mes} \times 11 \text{ meses/año} \times 1 \text{ KW/1,000 Watts}$$

Por tanto:

$$\underline{AAE = 380,160 \text{ KW-H}}$$

Esto representa:

UN AHORRO DEL 1.60% DE ENERGIA AL AÑO

Cálculo del beneficio anual (BA):

$$BA = AAE \times \text{Costo de Energía}$$

De acuerdo a la información recibida por la compañía cementera el costo de energía asciende a **0.1 US\$ por KW-H consumido**.

Por tanto el Beneficio Anual (BA) es igual a:

$$BA = 380,160 \text{ KW-H/año} \times 0.10 \text{ US\$/KW-H}$$

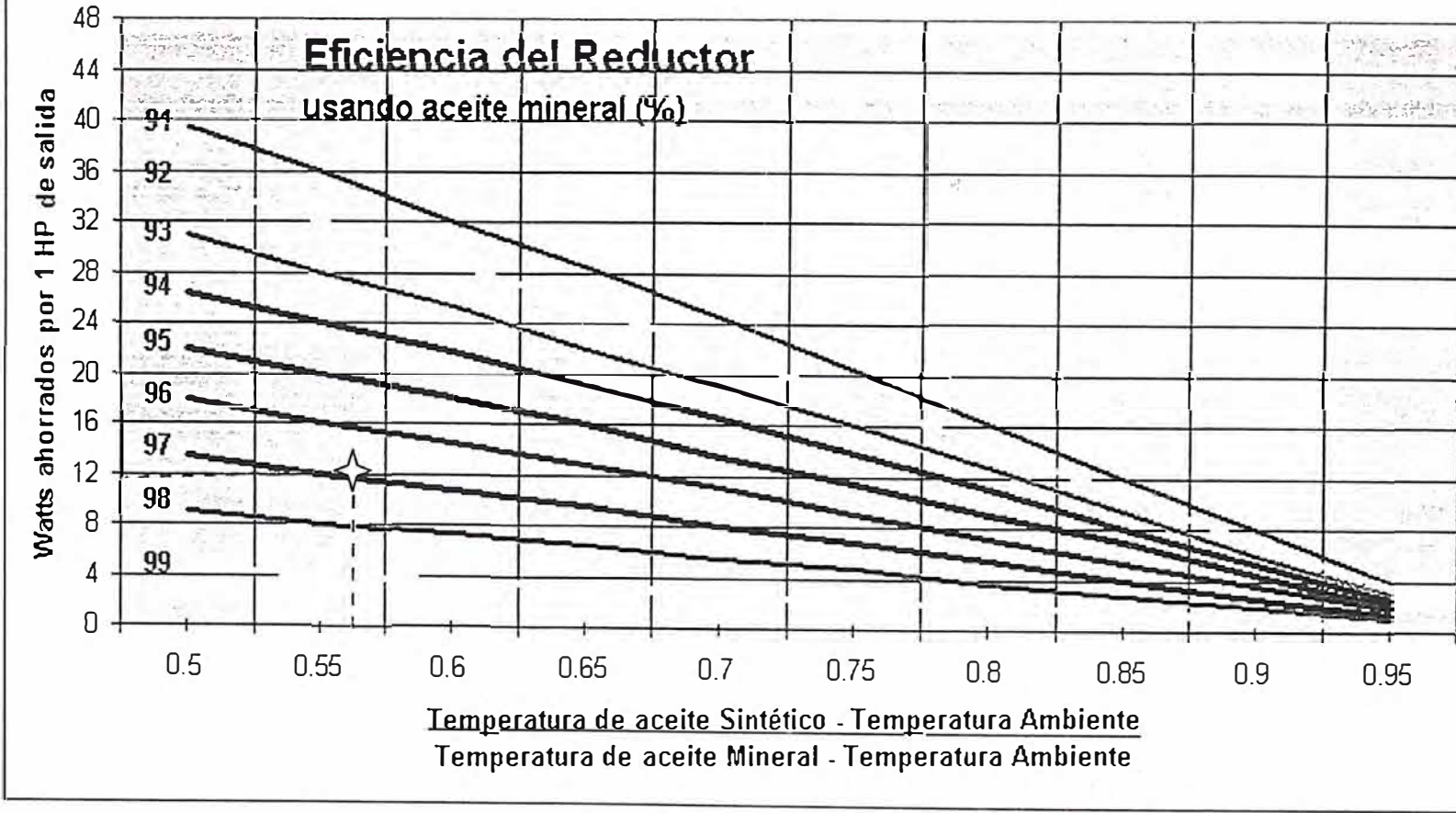
Beneficio Anual por Ahorro de Energía es de 38,000 US\$

Esta comprobación física se realizó posteriormente el equipo de ingenieros de la compañía cementera decidiera realizar pruebas pilotos, y se comprobó que por concepto de ahorro de energía y de acuerdo a datos históricos generados

desde la cabina de los mandos electrónicos de la planta, dicho ahorro fue confirmado ascendiendo en la realidad a **1.8% promedio**.

Reductores enfriados naturalmente

Reductores mayores a 30 cm longitud x 30 cm ancho x 60 cm altura



CAPITULO 8

BALANCE COSTO - BENEFICIO

Como resultado de esta experiencia, hemos desarrollado un resumen donde cuantificamos, por un lado los costos extras en los cuales se incurre, con este cambio, así como la serie de beneficios que encontramos resultado de la utilización correcta de un aceite sintético.

Excluyendo los beneficios hipotéticos, que también serían posibles cuantificarlos, como el de menor número de paradas no programadas, la mayor productividad del equipo, y el menor costo de mano de obra, que no lo hacemos dado que la capacidad de producción no siempre está en relación directa con la venta efectiva del producto y su consecuente ingreso, entonces sólo nos abocamos a aquellos que siendo tangibles, son hechos comprobables.

8.1 Costos Adicionales

El único costo extra encontrado es el precio del lubricante, comparado con el lubricante AGMA 7EP que venían usando y reemplazándolo por el Mobil SHC 630:

- Costo del Galón de aceite sintético: 25 \$
- Costo del Galón de aceite mineral: 6.80 \$
- Capacidad del depósito de aceite: 75 Galones
- El número de cambios promedio al año con aceite mineral (real): 3
- El número de cambios promedio al año con aceite sintético (real): 1

$$\text{Costo Anual Mineral} = 75 \times 6.80 \times 3 = 512.25$$

$$\text{Costo Anual Sintético} = 75 \times 23 \times 1 = 1,725.00$$

$$\text{Costo Adicional} = \underline{1,212.75 \text{ \$/año}}$$

8.2. Beneficios alcanzados

Los beneficios tangibles no hipotéticos que detallamos a continuación son:

8.2.1 Mayor vida útil del reductor

Uno de los ahorros más tangibles fue el de la comprobada mayor vida útil del equipo. El concepto de este ahorro se debe a que la compañía cementera, después de que los técnicos de Falk revalidaran el caso, se evitó la adquisición de un nuevo engranaje. El fenómeno de picadura presentado, se determinó como estacionario y a partir de ese instante, el equipo requirió únicamente de una parada anual, dentro del programa normal de parada de planta. La adquisición en un primer instante se difirió a 2 años, que bajo atenta observación de los referidos técnicos, resultó en la práctica más de 5 años.

Como antecedente en el semestre anterior al cambio, el número de paradas no programadas, que efectuó el reductor, como consecuencia, de exceder la temperatura límite, (cuando sobrepasó los 80 °C), fueron 3. Esto ocasionó una pérdida total de 22 horas del sistema de producción del molino de crudo II, y la consecuente utilización de mano de obra extra por este concepto.

El valor de un engranaje nuevo asciende a 196,000 \$.

8.2.2 Ahorro de energía

Por otro lado el ahorro de energía experimentado sobrepasó los estimados. Para ello se constituyó un reporte diario que nos permitía evaluar la producción y el consumo de energía del reductor Philadelphia del Molino de Crudo II. Después de 6 meses de seguimiento continuo se obtuvieron los siguientes datos:

Cuando usaba el aceite mineral:

- Producción promedio diario del Molino de Crudo II: 154 T-h
- Potencial promedio diario del motor principal: 3,038 KW
- Energía anual consumida del motor principal: 23'861,913 KW-H
(extrapolando el semestre evaluado).

Cuando usó aceite sintético:

- Producción promedio diario del Molino de Crudo II: 160 T-h
- Potencial promedio diario del motor principal: 2,974 KW
- Energía anual consumida del motor principal: 23'432,505 KW-H
(extrapolando el semestre evaluado).

Con lo que concluimos que el ahorro de energía efectivo anual fue de 1.8%. Ello cuantificado en dinero representa:

Ahorro por consumo de energía = 429,408 KW-H x 0.1 \$/KW-H

Ahorro anual por consumo de energía = \$ 42,941

En el balance final podemos decir que el ahorro operativo anual (AOA) fue de:

$$\text{AOA} = \$42,941 - \$1213 = \$41728$$

AOA = \$ 41,728

Además permitió el ahorro de invertir capital (AIC) en la adquisición de un nuevo engranaje por un monto total de:

AIC = \$ 196,000

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

Como resultado de la experiencia en campo, corroboramos la ventaja comparativa que resulta de la utilización de aceites sintéticos comparados con aceites minerales. Esta brecha de desempeño, se hace más grande, en condiciones de operación extrema, donde el lubricante es sometido a temperaturas altas, o muy bajas, grandes cargas, y donde el consumo de potencia es apreciable.

Los beneficios tangibles de más de 40,000 dólares por año por concepto de menor consumo de energía, y el evitar un desembolso de capital por casi 200,000 dólares, para ser gastados dentro de 5 años, es razón más que suficiente para persuadir a los técnicos de mantenimiento, a que usen lubricantes sintéticos, que pese a su mayor costo, se vuelve marginal, cuando son confrontados con estos beneficios.

En la planta de cemento, materia de este informe, pudimos comprobar este hecho, dado que ahora la mayoría de equipos críticos, vienen usando lubricantes sintéticos Mobil, y grasas igualmente sintéticas.

Los lubricantes sintéticos tienen un sobresaliente desempeño, con respecto a los lubricantes minerales, cuando:

- Las temperaturas de operación sobrepasan los 70 °C.
- Las temperaturas de medio ambiente son extremadamente frías, por debajo de los 0 °C.
- Los equipos a lubricar demandan una gran cantidad de potencia, siendo el factor de lubricidad la propiedad que garantiza, un menor consumo de energía.
- Existen niveles de sobrecarga o cargas de impacto, continuas o discretas, que podrían ocasionar el rompimiento de película y una inadecuada condición del lubricante.

Los beneficios alcanzados con utilización de estos aceites son los siguientes:

- Mayor vida útil de la máquina.
- Menor número de paradas no programadas. La confiabilidad y la eficiencia se ven incrementadas como consecuencia de su uso.
- Menor consumo de energía.
- Menor gasto de mano de obra (mantenimiento).
- Mayor vida útil del lubricante.

Recomendaciones

Importante señalar que cuando se revisaron los registros de aplicación del lubricante mineral AGMA 7, no se pudo respaldar dicho uso en alguna

recomendación del fabricante, siendo la única razón esgrimida, el tiempo de uso. Aparentemente cuando se presentó algún problema con el reductor, se decidió utilizar uno de una viscosidad mayor. Este mito observado en la experiencia de muchos usuarios del sector transporte, también se hace palpable en la industria, queriendo suponer, que a "mayor viscosidad mejor lubricación". La teoría elasto-hidrodinámica y los modelos matemáticos desarrollados en los laboratorios de investigación y desarrollo de Mobil Co. nos permite calcular con bastante exactitud, la viscosidad adecuada a través del cual obtendremos el espesor de película óptimo para una adecuada lubricación, evitar el contacto metal con metal, y evitar problemas de corte que pudieran acelerar el deterioro del lubricante.

La temperatura ambiente tiene influencia en la temperatura de operación del equipo. Este reductor operaba en una zona tropical cuya temperatura promedio anual se ubica en el rango de 27°C a 33°C, por tanto se requiere siempre tener en consideración, las condiciones ambientales en las cuales se hicieron las pruebas del reductor y que generaron las recomendaciones del fabricante.

BIBLIOGRAFÍA

1. Boletines Técnicos de Mobil

- Guía EHL de Mobil Co.
- Los Engranajes y su Lubricación
- Lubricantes Sintéticos para Engranajes
- Menores pérdidas de fricción con Aceites Sintéticos
- Como la Teoría EHL cumple las necesidades de lubricación en Minería

2. Mobil Basic Chart Book I y II

3. Lubrication Fundamentals.— J. George Wills

4. Publicación Técnica de P/PM Technology "Synthetic Lube, oil analysis keep critical gear set 'alive' "



Mobil Product Data Sheet

Synthetic

Mobil SHC® 600 Series Industrial and Gear Lubricants

Description

Mobil SHC 600 Series oils are formulated using Mobil's synthesized fluorocarbon fluid (SHF) base oil technology and additives that enhance oxidation stability and provide protection against rust, corrosion, and wear. SHF base oils provide better thermal and oxidation stability than conventional mineral oils. Mobil SHC 600 Series oils have naturally high viscosity indexes compared to mineral oils, providing lower viscosity at lower temperatures and higher viscosity at higher temperatures. The SHF base oils also protect against loss of viscosity as a result of mechanical shearing, even in heavily loaded gear applications.

The low traction coefficient and high viscosity index of the Mobil SHC 600 Series combine to reduce power con-

sumption substantially. Lower operating temperatures of component parts mean that friction has been reduced and, therefore, less power is consumed. This results in extended parts life and allows for more economical equipment design and extended lubricant life.

Application

The Mobil SHC 600 Series are recommended for industrial bearings and gears over the widest range of operating temperatures. They are particularly effective where high oil temperatures result in short oil life or high maintenance costs for parts replacement, system cleaning, and lubricant changes.

These wax-free, high-viscosity-index oils also provide unequalled lubrication of bearings and gears in severe low-temperature applications.

The Mobil SHC 600 Series are compatible with the following seal materials: fluorocarbon, polyacrylate, polyurethane ether, silicone, ethylene/acrylic, chlorinated polyethylene, polysulfide, and Buna N.

When changing to the Mobil SHC 600 Series, the system should be cleaned and flushed thoroughly to achieve the maximum performance benefits of the product.

Mobil SHC 600 Series are approved by the USDA as Category H2 products. They are acceptable as lubricants, release agents, or antirust films on equipment where there is no possibility of contact with food in establishments operating under the Federal meat and poultry inspection program.

	Mobil SHC 624	Mobil SHC 626	Mobil SHC 627	Mobil SHC 629	Mobil SHC 630	Mobil SHC 632	Mobil SHC 634	Mobil SHC 636	Mobil SHC 639
Product Number	60292-0	60293-8	60301-9	60294-6	60295-3	60296-7	60291-2	60299-6	60290-4
ISO Viscosity Grade	32	68	100	150	220	320	460	680	1000
Gravity, API	35.3	33.5	33.0	32.2	31.4	30.9	28.5	27.5	31.3
Pour Point, °C (°F), max	-48.3 (-55)	-48.3 (-55)	-45.6 (-50)	-40 (-40)	-40 (-40)	-34.4 (-30)	-28.8 (-20)	-23.8 (-20)	-25.1 (-15)
Flash Point, °C (°F), min	226.7 (440)	225.7 (440)	243.3 (470)	229.4 (445)	229.4 (445)	229.4 (445)	237.8 (460)	229.4 (445)	229.4 (445)
Viscosity									
cSt at 40°C	30.7	65.2	95	141	217	298	430	650	956
cSt at 100°C	5.8	10.4	13.8	18.6	25.9	33	44.5	62.1	77.6
SUS at 100°F	157	333	487	725	1122	1546	2236	3391	5031
SUS at 210°F	45.7	61.6	75	94.7	127	161	215	300	375
Viscosity Index	134	147	142	149	152	153	153	155	153
Copper Corrosion									
ASTM D 130	1B	1B	1B	1B	1B	1B	1B	1B	1B
Rust Protection, 24 hr at 100°C (212°F)									
ASTM D 665 A + B	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass
VG Spur Gear Test									
Fail Stage	9	11	11	12+	12+	12+	12+	12+	12+
Color, ASTM D 1500, max	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	3.0

Mobil SHC 600 Series

The Mobil SHC 600 Series of gear and bearing lubricants were developed to use Mobil's synthesized hydrocarbon fluid technology. Products in this series have proven their versatility in both high and low-temperature service. Lubricants in the Mobil SHC 600 Series exhibit low traction coefficients and naturally high viscosity indices. These properties combine to give substantial reductions in power consumption required to operate industrial equipment. This indicates that overall frictional losses have been reduced. Reduced friction, in turn, results in lowered operating temperatures, extended parts life and lengthened lubricant life.

Benefits:

- Reduced labor cost.
- Reduced energy cost.
- Reduced replacement parts cost.
- Increases production.
- Extended lubricant life.
- Reduced friction and wear.
- Reduced operating temperatures.

Properties:

- High temperature oxidation stability.
- Low temperature fluidity.
- High load carrying capability.
- Low traction coefficient.
- High natural viscosity index.

Product Description:

Mobil SHC 624, 626, 629, 630, 632, 634, 636 and 639 are formulated from synthesized hydrocarbon base fluids. They are combined with additives to provide enhanced oxidation stability, corrosion protection and load carrying capability. The base fluids provide much better thermal and oxidation stability than do conventional mineral oils. In addition, with viscosity indices over 130, they also provide higher viscosities at high temperatures than mineral oils of comparable grades. Since the high viscosity indices are inherent properties of the fluids, there is no loss of viscosity as a result of mechanical shearing in service, even in heavily loaded gear applications.

Table 15. Efficiency Benefits Measured for Synthetic Industrial Gear Lubricants Compared with Conventional Mineral-Based Products

Laboratory Tests	Gear Manufacturer	Reduction Ratio	Operating Horsepower	Average Efficiency Benefit, %	
				Syn S *	Syn G **
Mobil Oil Francaise	Lechner	30:1	1.65	***	***
Mobil R&D Corp.	Boston	10:1	3.0	2.2	3.0
Mobil Oil Francaise	Durand	30:1	3.2/3.9	5.6	4.0
Mobil R&D Corp.	Cone Drive	50:1	3.0/6.0	7.7	7.1
Gear Manufacturers' Evaluations					
Hub City Division, Safeguard Power Transmission Co.	Hub City	15:1	1.55/2.0	3.8	—
Ex-Cell-O Corp., Power Transmission Division	Cone Drive	25:1	6.5/8.1	4.4	—
Winsmith Division of UMC Industries, Inc.	Winsmith	50:1	0.5-1.0	6.8	—
Equipment Users' Evaluations					
Steel Mill	B&K	15:1	122-142	6	—
Steel Mill	IMW Industries	39:1	75	5.8	—
Food Processing Company	Philadelphia Gear	3:1 (a)	—	6	—
Textile Company	—	—(b)	50	2	—

*Syn S — Mobil SHC 634.

**Syn G — Mobil Glygoyle 30.

***Temperature Rise Measurement only; differential compared with reference mineral oils: Syn S, -11° C; Syn G, -9° C.

(a) Helical gear.

(b) Spur gear/chain drive combination.

The use of properly selected viscosity grades in the Mobil SHC 600 Series can significantly improve the efficiency of gear systems. Table 15 summarizes the results of a series of tests performed in laboratory equipment, gear builder test stands and in end user applications. In each instance, the mineral oil used as a

reference was of the type and grade recommended by the manufacturer. For comparative purposes, results with a polyglycol lubricant have been included in the laboratory test group. The close comparison between the two types of synthetic lubricants, specifically in worm gear drives, is apparent.

The improvements shown fit well with the concept of tractional properties which provide the basic explanation for the measured benefits. Traction, as defined earlier, is the unit fluid friction in the high pressure region of the gear mesh. Traction coefficients, therefore, are measurements of this tractional property under given sets of conditions. Table 16 compares a mineral-based EP gear oil and Mobil SHC 634.

The bulk of the current comparative test work has been done with worm gear applications. However, there is evidence that the beneficial traction characteristics of the Mobil SHC 600 Series extend to the higher Hertzian pressures associated with spur, helical and bevel gearing (600 MPa to 2100 MPa). While the benefits will be of a lesser magnitude, due to the higher gear box efficiencies, compared to worm gears, they will be measurable and of benefit in terms of energy conservation.

Application:

Mobil SHC 624, 626, 629, 632, 634 and 636 lubricants are recommended for use in industrial gears and bearings.

They can be justified easily, on a cost-performance basis, where operating or bulk oil temperatures are such that conventional lubricants give unsatisfactory life or result in high maintenance costs.

The totally wax-free synthesized base stocks, combined with the naturally high viscosity index of these products, also provide superior lubrication of gears and bearings in extreme low temperature applications. Under normal operating conditions the Mobil SHC 600 Series lubricants provide the additional benefit of reduced power consumption.

Mobil SHC 639 is recommended for low to moderate speed plain or roller bearings operating at high temperature or under heavy loads. Typical applications include roll bearings and gears in plastic calendars.

The Mobil SHC 600 Series lubricants are compatible with the same sealant materials used with conventional mineral oils. Table 33 in Chapter 7 covers other elastomers in common use. When changing to one of the Mobil SHC products, it is recommended that the system

Table 16. Traction Coefficient Measurements

Lubricant	Traction Coefficient
Mineral-Based EP Gear Oil	0.018
Mobil SHC 634	0.012
Conditions:	
Slide/Roll Ratio	2
Surface Speed	3.6576m/s (720 fpm)
Temperature	66° C (150° F)
Hertzian Surface Stress	335.1MPa (48,600 psi)

Table 17. Mobil SHC 600 Series.

Typical Physical Characteristics	624	626	629	630	632	634	636	639
Density at 15° C, g/ml	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.88	0.89	0.87
Flash Point, °C	227	232	238	238	238	250	250	232
Pour Point, °C	-54	-54	-43	-45	-42	-37	-34	-28
Viscosity:								
cSt at 40° C	30.3	60.0	143	220	306	390	650	960
cSt at 100° C	5.9	10.5	18.7	26.6	32.5	39.1	62.1	77.4
Viscosity Index	135	137	150	152	154	158	165	158
Color, ASTM	L 0.5	L 0.5	L 0.5	L 0.5	L 0.5	L 0.5	L 0.5	L 0.5
ISO Viscosity Grade	32	68	150	220	320	460	680	1000

be thoroughly cleaned and flushed. This will insure that maximum benefits are realized.

Health and Safety:

Based on available toxicological data, when properly handled and used these products have little potential adverse health effect. Since the base fluids used in Mobil SHC 600 Series lubricants are closely related to conventional mineral oils, no special handling precautions beyond those taken when handling mineral oils are required. As with mineral oils,

good personal hygiene should be practiced. Clothing that has been splashed with Mobil SHC 600 lubricants should be removed immediately and laundered before reuse. Skin that has come in contact with one of the products should be washed with soap and water. Spills should be wiped up promptly to prevent the possibility of slips and falls.

Synthetic as well as natural lubricants should be disposed of at an approved waste disposal facility in accordance with appropriate, relevant local laws and regulations.

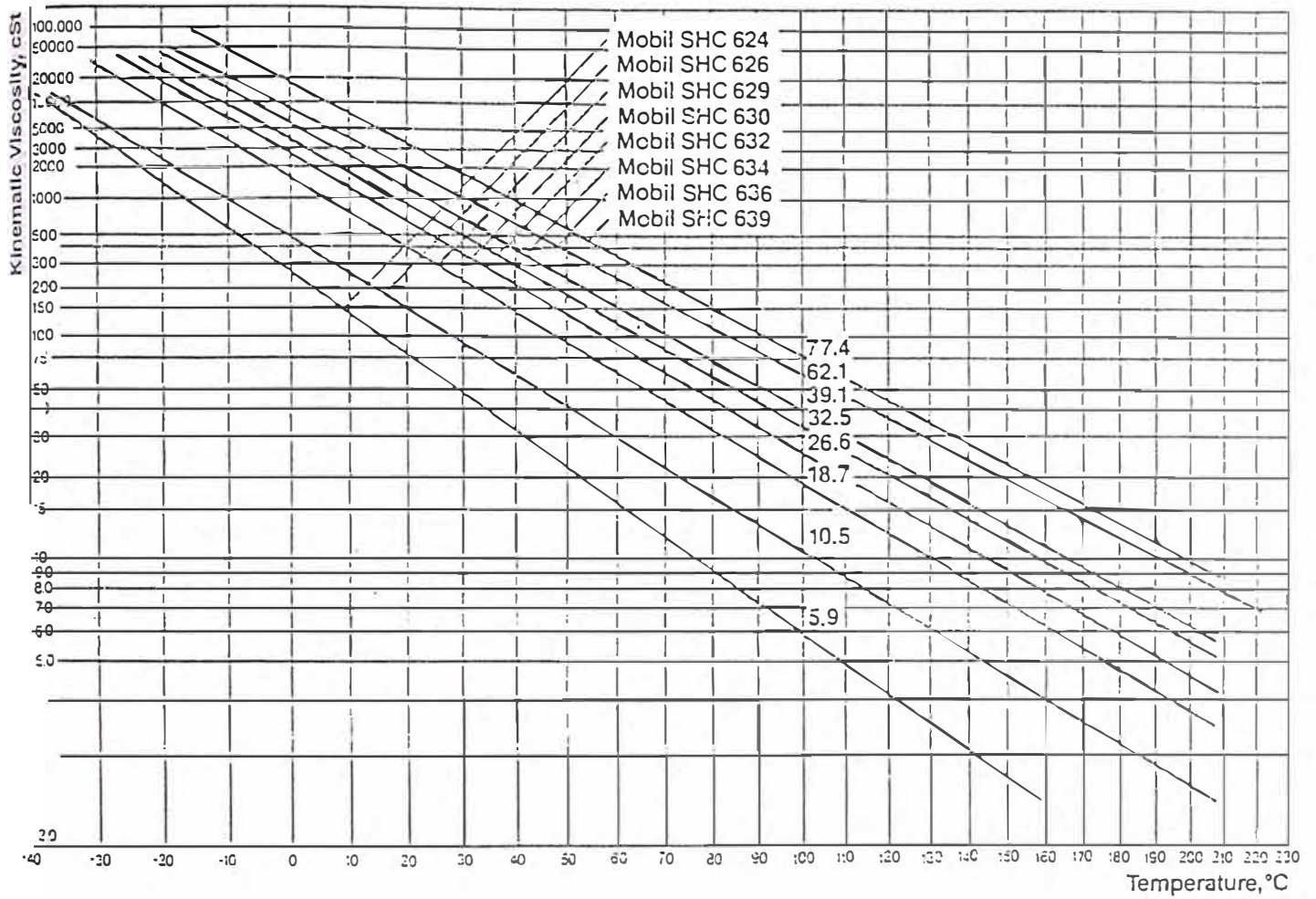


Figure 41. Viscosity-Temperature Chart: Mobil SHC 600 Series.

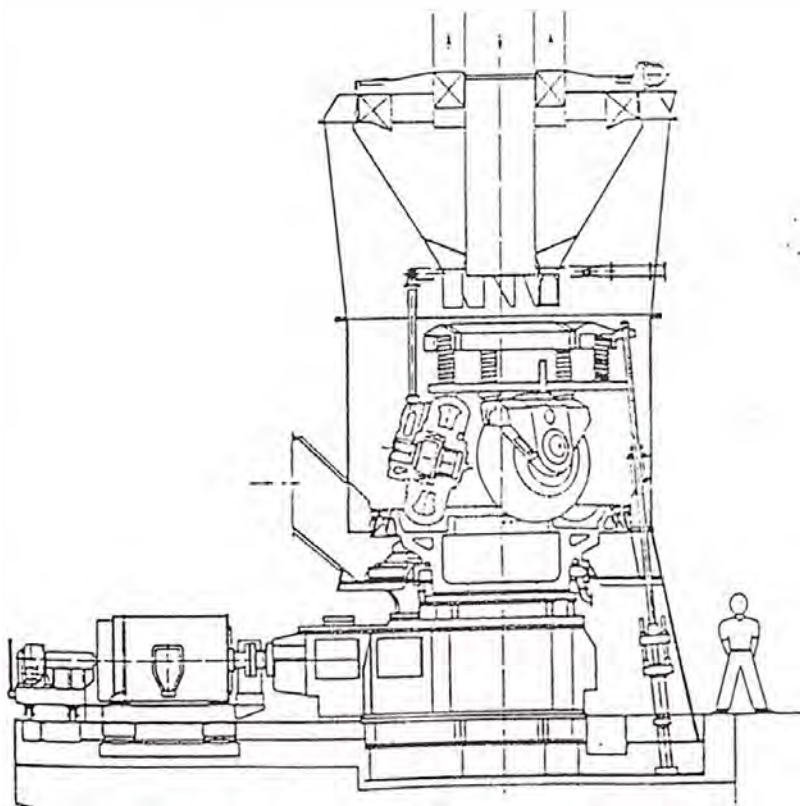


Figure 42. Coal Pulverizer — An Application for Synthetic Lubricants.

RECOMENDACIONES DE FABRICANTES

Equipment Builders' Recommendations

Special Industry Machinery (including Plastics Subdivision)	Simon Engineering Ltd.	U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series Mobiltemp SHC 100
	Solev	France	Mobil Glygoyle 11 Mobil SHC 624
Special Industry—Plastic	Babcock Kraus-Maffei	Germany	Mobil Glygoyle 80
	Battenfeld EKK	Germany	Mobil Glygoyle 30
	Berstorff, H.	Germany	Mobil Glygoyle 30
	Carter Bros.	U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series
	Comerio, E.	Italy	Mobil Glygoyle 30 Mobil SHC 634
	Comerio, R.	Italy	Mobil Glygoyle 30 Mobil SHC 634 Mobiltemp SHC 100
	Farrel Bridge	U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series
	Farrel Company	U.S.	Mobil SHC 634, 639
	Francis Shaw Ltd.	U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series
	Lenzinger Plastic	Austria	Mobiltemp SHC 100
	Malleifer SA	Switzerland	Mobilgrease 28 Mobiltemp SHC 32 Mobil SHC 629
	Pomini Farrel	Italy	Mobil Glygoyle 30
	Speed Changers, Drives and Gears	Agostini	Italy
Amarillo Gear Company		U.S.	Mobil SHC 600 Series
Arrow Gears		U.S.	Mobil SHC 625 Mobilgrease 28 Mobiltemp SHC 32
Ateliers du Nord de la France		France	Mobil Glygoyle 30
Baele Gangloff		France	Mobil Glygoyle 30
Barden Company		U.S.	Mobilgrease 28
Benzler & Co. AB		Sweden	Mobil Glygoyle 22
Billman-Regulator		Sweden	Mobiltemp SHC 100
Boscato and Dalla Fontana		Italy	Mobil Glygoyle 30
Boston Gear		U.S.	Mobil SHC 634
Brevini		Italy	Mobil Glygoyle 30
CATEP		France	Mobil SHC 629
Cit-Alcatel		France	Mobil Jet Oil II Mobil SHC 624
Cler		France	Mobil Glygoyle 30
Cleveland Gear Company		U.S.	Mobil SHC 634
Comelor		France	Mobil Glygoyle 30 Mobil SHC 600 Series
Cone Drive		U.S.	Mobil SHC 634
David Brown Gears		U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series
Durand		France	Mobil Glygoyle Series
Eaton Ltd., Axle Div.		U.K.	Mobilube SHC
Eisenbeiss	Austria	Mobil SHC 630 Mobil Glygoyle 30	

Speed Changers, Drives
and Gears (Cont.)

Electropower Gears Ltd.	U.K.	Mobil SHC 600 Series
Engins Mechaniques	France	Mobil Glygoyle 22
Engrenage et Reducteurs	France	Mobil SHC 600 Series
Eurodrive, Inc.	U.S.	Mobil SHC 629
Falk Corporation	U.S.	Mobil SHC 600 Series
		Mobil Delvac 1
Fiender, A. Friedrich	Germany	Mobil Glygoyle 30, 80
FOC	France	Mobil Glygoyle 30
Foot-Jones Operations	U.S.	Mobil SHC 629
The Gear Works	U.S.	Mobil SHC 625, 630
GEC Marine & Industrial Gears Ltd.	U.K.	Mobil SHC 600 Series
GKN Axles Ltd.	U.K.	Mobil Glygoyle 30
		Mobilube SHC
General Cable Corporation	U.S.	Mobil SHC 630
General Electric Company	U.S.	Mobil 1
		Mobilgrease 28
		Mobil SHC 600 Series
Ghiringhelli	Italy	Mobil Glygoyle 30
Girard Transmission	France	Mobil 1
		Mobil SHC 600 Series
Grant Gear Works	U.S.	Mobil SHC 634
Hamilton Standard	U.S.	Mobil SHC 624, 634
Hansen Transmission Inc.	U.S.	Mobil SHC 629
Hi-Ton Transmission Ltd.	U.K.	Mobil SHC 600 Series
Highfield Gears	U.K.	Mobil Glygoyle Series
		Mobil SHC 600 Series
Hille Engineering Ltd.	U.K.	Mobil SHC 600 Series
Hub City Gear	U.S.	Mobil SHC 600 Series
Jahnel-Kastermann	Germany	Mobil SHC 634
Karlstads Mekaniska Werkstad AB	Sweden	Mobil SHC 634
Kienast	Austria	Mobil SHC 600 Series
Kumera Oy	Finland	Mobil Glygoyle Series
		Mobil SHC 600 Series
Kymi Kymmene	Finland	Mobil SHC 600 Series
Leroy-Somer	France	Mobil Glygoyle 22, 30
Limitorque Div. —	U.S.	Mobilgrease 28
Philadelphia Gear		Mobiltemp SHC 32
Linden-Alimak AB	Sweden	Mobil Glygoyle 22
Luchaire-Equipment	France	Mobil Glygoyle 30
Maskinprodukter AB	Sweden	Mobil SHC 630
		Mobil Glygoyle 30
Maspell	Italy	Mobil Glygoyle 30
Morse Industrial Corp.	U.S.	Mobil SHC 600 Series
Moss Gears	U.K.	Mobil SHC 600 Series
Newell Dunford	U.K.	Mobil SHC 600 Series
Ohio Gear Co.	U.S.	Mobil SHC 600 Series
Philadelphia Gear Corporation	U.S.	Mobil SHC 600 Series
R.W. Transmissions	U.K.	Mobil SHC 600 Series
Redex	France	Mobil SHC 629
Reggiana Riduttori	Italy	Mobil Glygoyle 30
Reliance Electric	U.S.	Mobil SHC 634
Relund Electric	U.S.	Mobil SHC 600 Series

Speed Changers, Drives
and Gears (Cont.)

Renold Ltd.	U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series Mobil Pyrogard 53
Rigby Ltd.	U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series
Rockwell-Maudsley Ltd.	U.K.	Mobilube SHC
Safeguard Powertech Systems	U.S.	Mobil SHC 600 Series
Sandbach Engineering	U.K.	Mobil Glygoyle Series
Sevenier	France	Mobil Glygoyle 30
SEW-Eurodrive GmbH	Germany	Mobil SHC 624 Mobil Glygoyle 30
Shackleton	U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series
SIT-Texrope	France	Mobil Glygoyle 11, 30
Richard Sizer Hull	U.K.	Mobil SHC 600 Series
Solyfi	France	Mobil Glygoyle 30
Stal-Lavai Turbin AB	Sweden	Mobil SHC 630
Sternag	Austria	Mobil Glygoyle 30
Stone Platt (Crawley) Ltd.	U.K.	Mobil SHC 600 Series
TGW Thyssen Getriebe	Germany	Mobilube SHC Mobil Glygoyle 30
Tsubakimoto Morse	Japan	Mobil Glygoyle 30
Twin Disc Inc.	U.S.	Mobiltemp SHC 32
Ugnsbolaget-TABO AB	Sweden	Mobil Glygoyle 30
Union	Italy	Mobil Glygoyle 30
U.S. Electrical Motors	U.S.	Mobil SHC 600 Series
Usocom (Groupe SEW)	France	Mobil Glygoyle 30 Mobil SHC 600 Series
Wärtsilä Oy	Finland	Mobil SHC 600 Series
WECO	France	Mobil SHC 600 Series
Weiler Getriebebau	Germany	Mobil Glygoyle 30
Western Gear Corp.	U.S.	Mobil SHC 600 Series
Westalia Separator AG	Germany	Mobil Glygoyle 22, 30
Winsmith	U.S.	Mobil SHC 600 Series
ZAÉ Zahnradfabrik	Germany	Mobil Glygoyle 30

Textile Machinery

Deck	France	Mobil Glygoyle 30 Mobil SHC 634
Farmer Norton	U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series Mobiltemp SHC 100
Kleinweifers GmbH	Germany	Mobil Glygoyle 30
Mather & Platt	U.K.	Mobil Glygoyle Series Mobil SHC 600 Series
Muller, Jakob	Switzerland	Mobil Glygoyle 30
Murata Machinery Ltd.	Japan	Mobilgrease 22
Ramisch Kleinweifers GmbH	Germany	Mobil Glygoyle 30
Sucker, Gebrüder	Germany	Mobil Glygoyle 30 Mobil Jet Oil II
Zimmer	Austria	Mobiltemp SHC 100

Turbines and Turbine
Generator Sets

Boeing Engrg. & Const. Co.	U.S.	Mobil SHC 630
Brown Boveri & Cie. AG	Germany	Mobil Pyrogard 53T

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE STORIES

<u>DATE</u>	<u>DIVISION</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
8/72	HA	Pantasote Co. Passaic, NJ	Donie Felscher	Plastics	Calender Brgs Breakdown Mill Gears	SIC 639 SIC 634	\$ 4,000 \$ 3,000	Reduced Maintenance & Labor Costs
12/74	H	Keyerlaeuser Co. Longview, WA	Hetz Williams	Paper	Vert I-Forms Broke Belt Conveyor	Mobilgrease 20	\$24,058 In 6 months	Eliminated conveyor bearing failures, reduced downtime of Paper Machine, reduced labor costs and reduced lubricant consumption
1976	HA	Pantasote Co. Pt. Pleasant, WV	Valz Wessol	Plastics	Reactor Worm Gear Drives	SIC 634	\$25,000	Reduced Gear Failures
1976	HC	Welded Tube Corp. of America Chicago, IL	-	Metalworking (Welded Tubing)	Tube Mill Worm Drives	SIC 634	\$40,000	Reduced Gear Failures
4/77	HA	GAF Corporation Vails Gate, NY	Deam Feldmann	Plastics	Calender Bearings	SIC 639	\$12,896	Reduced Power Consumption
3/78	HC	Commonwealth Edison Zion, IL	Devonshire Estler	Power Plant (Nuclear)	Reactor Coolant Pump Motor Bearings	SIC 824	\$2,292,961	Reduced Downtime & Eliminated Need For System Modification, etc.
4/78	HC	Blaw Knox East Chicago, IL	Schofield Soderberg	Steel Fab	Jay Screw Compressors	Rarus 824	\$1,872.00	Oil drain intervals increased from 1000 hours to 3000 hours.
1/79	MH	Arnco Steel Kansas City, MO	Blake	Steel	Continuous Cast Mill Carryoff Table Gear Drives	SIC 630	\$14,996	Reduce Hi-Temp Gear Box Failures. Oil Life Extended. 3 Mo. to 12 Mo.
10/79	SA	Deering Milliken Clemson, SC	Schreier	Textile	Alma Ring Twister	SIC 626	\$ 8,163	Reduced Power, Reduced Labor & Extend Oil Life.
12/79	SH	Chattanooga Glass Corsicana, TX	Price	Glass	Sullair Rotary Screw Compressor	Delvac 1	\$ 3,634	Oil change frequency extended from 2,000 to 6,000 hours and separator change extended from 2,000 to 10,000 hours. Delvac 1 replaced on ISO Grade 32 Turbine Oil.
12/79	HA	Squibb Laboratories Princeton, NJ	Ilkes Van Stolk	Chemical (Drugs)	Kinney Vacuum Pump (KUH 80 Rotary Piston)	SIC 629	\$17,436	Reduced Failures

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>DIV</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
7/80	M	Cooperative Power Assoc. Underwood, ND	Supica	Power Plant	Gardner Denver Cyclo Blower Drgs. Model 11CUB	SHC 629	\$77,280	Reduced Brg. Failures, Labor Savings & Extend Oil Life
8/80	MA	Araco Metal Products Halethorpe, MD	Armco	Steel (Corrugated Pipe)	Corrugated Pipe Mill Worm Gear Reducers	SHC 634	6% Power Reduction vs. Dryden 5 EP Gear Oil	
9/80	SA	Champion Int'l Roanoke Rapids, NC	Smith Weiser	Paper	Paper Machine Felt Roll Pocket Ventilator Bearings	SHC 634	\$98,974	Reduced Bearing Failures
12/80	MRDC	Armco Corp. Schulenberg, TX	Cheng	Steel (Corrugated Pipe)	Corrugated Pipe Mill Worm Gear Reducers	SHC 634	5.9% Power Reduction vs. Shell Omala	
12/80	MA	Phelps Dodge Copper Elizabeth, NJ	Hikes Bruno	Copper (Wire)	Cone Worm Drive in a Wire Shaving Operation	SHC 634	\$19,000	Reduced Failures, Gear Life Extended From 18 mo. to 48 mo.
1/81	MC	A. E. Staley MFG. Co. Decatur, IL	Hoya Dusenberry	Food (Processing)	Aeration Blowers - Phila Model 3115, Type T Reducer Plus Six DRG's.	SHC 630	\$ 2,100	6% Power Reduction
2/81	MM	American Can Peverly, MO	Dallenger	Metalworking (Can Plant)	Conveyor Drives - Orlo Worm Gears	SHC 634	\$35,375	Reduced Failures & Reduced Labor
4/81	MC	Appleton Papers, Inc. Appleton, WI	Gullings Triglauff	Paper	Waldron Coater - Calender In Feed Tension Drive, Grant Gear Case	SHC 630	Reduced Temperatures 50°F in Grant Gear Case vs. Mineral Oil	
5/81	INT	ASFA Sweden	Mobil Sweden	Power Plant (Nuclear)	Power Generators	SHC 626	\$50,000	Reduced Brg Operating Temp. & Eliminated System Modification
7/81	MRDC	Cargill Salt Co. Lansing, NY	Cheng	Mining (Salt)	Hewitt Robbins Conveyor Jeffrey Foote Jones 11.4 to 1 Helical Reducer	SHC 629	4% Power Reduction Under Full Load Conditions	
1/82	MA	Georgia Pacific Corp. Woodland, MA	Forrest Wescott	Paper	Aerator Gear Drives (17-Lightnin & U.S. Motors)	SHC 629	\$ 7,971	Reduced Oil & Labor Costs

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>DIVISION</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>NOTE</u>
2/82	SW	Pottlatch Inc. McGehee, AR	Irman James	Paper	Machine Room Chest Pump-Worthington Model S-FR-172-SSF	SHC 634	\$21,000	Eliminated Brg Failure Due to High Temp
2/82	NA	Reneer Films Corp. Auburn, PA	Pirro	Plastic	Plastic Calender Brg Circulation Systems	SHC 630 SHC 639	\$ 6,133	Reduced Oil & Labor Costs
3/82	NA	Hedisa Cement Co. Wagon, PA	Rowe	Cement	Raw Mill Separator	SHC 634	\$ 2,800	Reduced Labor Costs
3/82	HC	A. E. Staley MFG. Co. Decatur, IL	Moya Dusenberry	Food (Processing)	Misc. Pump BRGS.	SHC 629	\$20,010	Reduced Pump Repairs & Labor Costs
6/82	NA	Bristol Laboratories Syracuse, NY	Darker	Chemicals (Drugs)	500 HP Lightning Mixer	SHC 629	\$69,000	5% Power Reduction, Temp. Reduced 12 ⁰ F, Doubled Oil Life & Reduced Labor
8/82	SA	Celotex Corp. Paris, TN	Saddler Maggard	Building Materials	Electric Motor Bearings	Mobiltemp SHC 32	\$25,600	Motor Bearing Replacement Costs Reduced 40%
8/82	W	Tanco Elwanda, CA	Hong Wallace	Steel	Concast Continuous Caster Carry Off Table Gear Drives	SHC 634	\$25,000	Reduced Hi-Temp Gear Box Failure
11/82	HC	Inland Steel Co. E. Chicago, IL	Soderberg Muehlbauer	Steel	No. 7 Blast Furnace Bell-Less Top Gear Drives	SHC 630	\$140,000	Less Nitrogen Used for Cooling
11/82	SA	R. R. Donnelly	Saddler	Printing	Harris Press Brgs.	Mobiltemp SHC 32		Bearing Temperature Reduced by 20 ⁰ F
1/83	OV	Milbpool Corp. Marion, OH	Scheetz Siragusa	Metalworking (Appliances)	Ohio Horn Gear Conveyor Drives	SHC 634	\$ 7,405	Reduced Labor Oil Consumption & Power
1/83	W	Burgmaster Los Angeles, CA	Al Johnson	Machine Tools	Automatic Tool Changer Spindle Brgs.	Mobiltemp SHC 32		22 ⁰ F Temp Drop vs. Exxon Andok C
2/83	NA	S. D. Warren Winckley, MA	Forrest Hescott	Paper	Aerator Gear Drives (14-U.S. Electric Motors)	SHC 629	\$24,500	5% Power Drop

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SURVEYS

<u>DATE</u>	<u>DIVISION</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
2/83	HC	Chemplex Co. Clinton, IA	Andon Stevens	Chemical	McCartney Metering Pumps	SHC 524	\$20,000	Reduce Labor and Extend Pump Life
3/83	OV	Goodyear Tire & Rubber Akron, OH	Reitzel Matune	Rubber (Tires)	Tire Test Machine #24, Hydraulic System	SHC 524	\$14,000	Longer Servo Valve Life
3/83	SA	Georgia Pacific Co. Prosperity, SC	Thayer Welser	Plywood	Fuller Rotary Vane Air Compressor	SHC 629	\$12,576	Reduced Failures
4/83	W	Publishers Paper Newberg, OR	Price	Paper	Quincy Rotary Screw Compressors	Delvac 1	\$ 3,441	Extended Oil Drains to 10,000 Hours
5/83	Lakes	North Star Steel Co. Hamme, MI	Hunter Jaye	Steel (Rod)	No. 3 Rod Mill Stand Philadelphia 195 HP3-241 Gear Reducer	SHC 630	\$16,700	Reduced Power
5/83	W	Mobil Refinery Ferndale, WA	Al Johnston Refining		Flour Cooling Towers W/ Lufkin Reducers	SHC 629	1.5% Power Reduction	
6/83	TSL	Pulsafeeder Inc. Divn. of Interpace Corp. Rochester, NY	Hinojosa	Metalworking (Metering Pumps)	Model 7120 SE Pulsa Feeder Metering Pump	SHC 624	Performed OK in Lab at -35 ⁰ F	
6/83	SW	Unifroyal Inc. Ardmore, OK	Kays Surles	Rubber (Tires)	Adanson United Mill Lufkin T-720B Reducer	SHC 630	\$ 6,000	Reduced Power
7/83	HA	Diamond International Old Town, MA	Forrest Wescott	Paper	Aerator Gear Drives (11-Lightnin)	SHC 629	\$ 5,439	Reduced Oil & Labor Costs
7/83	HA	Grovaton Paper Co. Grovaton, MI	Horton McCarthy	Paper	Link Belt PIV Chain Drive (Model 4102041-S)	SHC 630	\$19,500	Reduced Failures
9/83	HC	Wisconsin Public Service Rothschild, WI	Gullings	Power Plant	Coal Handling & Conveyor Bearings and Drives	Mobiltemp SHC 32 SHC 629	\$ 2,530	Eliminated Cold Weather Related Maintenance Problems
10/83	HA	Cleveland Twist Drill Cynthiana, KY	Mount MacSwords	Metalworking (Drills)	Vaughn Wire Drawing Machines (Horn Drive)	SHC 630	\$12,000	Elimination of Motor Overload Burn-out
11/83	Lakes	Great Lakes Steel Zuy Island, MI	Hunter Jaye	Steel (Coke Plant)	American Standard Gyro Fluid Drive	SHC 824	\$ 2,660	Longer Oil Life & Longer Pump Life

MOIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SURVIVALS

<u>DATE</u>	<u>DIV</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
11/83	NA	International Paper Co. Jay, WA	Forrest Wescott	Paper	Aerator Gear Drives (11-Lightnin-Model 1AR) (17-U.S. Electric Motors)	SIIC 629	\$44,000 (2 yrs.)	Reduced Oil & Labor Costs
12/83	W	Welsler/Falcon Locks Huntington Beach, CA	Varner J.L.Powell Ivey	Metalworking (Locks)	Conveyor Worm Gear Drives	SIIC 634	\$ 5,818	Reduced Power
12/83	NC	Northern Petro Chemical Co. Marris, IL	Conveny Gehrmann	Chemical	Bingham Pumps Fuller Rotary Feeders Cooling Tower Fan drives	SIIC 630	\$34,315	Reduced failures, less unscheduled downtime, reduced labor costs & energy reduction
1/84	NC	Wisconsin Public Service Rothschild, WI	Gullings	Power Plant	Forced Draft Fan Bearings	SIIC 629	\$11,880	Extended F. O. Fan Bearing Life
1/84	NC	Inland Steel Co. E. Chicago, IL	Muehlbauer	Steel	Dabcock & Wilcox Coal Pulverizers	SIIC 630	Oil Life Extended From 3 Mo. to 18 Mo.	
3/84	NC	Bethlehem Steel Corp. Burns Harbor, IN	Muehlbauer	Steel	Harley Water Cooling Tower Gear Drive	SIIC 629	\$ 920	Reduced Power Consumption 4.9%
3/84	HM	Kansas Power & Light Company Tecumseh, IL	Yeskie Blake	Power Plant	Cooling Tower Allis Chalmers Gear Reducer & Outdoor gear drives	SIIC 630 SIIC 629	\$ 1,816 \$ 6,000	Reduced power requirement Eliminated motor burn outs due to cold weather start up problems
4/84	OV	Pennsylvania Glass Sand Hapleton Depot, PA	Erbe Rowe	Glass (Sand Preparation)	Hewitt-Robins Vibrex Screen Bearings	Hobiltemp SIIC 32	\$ 4,200	Eliminated cold weather problems with Screen & Motor Bearings
4/84	NC	CPC International Argo, IL	Delfardo Kinne	Food	Fermenter Gear Cases (Falk drives on Lightning Mixers)	SIIC 630	\$ 2,367	Extended oil life 6X Reduced labor costs & downtime
4/84	OV	Great Lakes Steel Corp. River Rouge, MI	Liddell Hunter	Steel	Descaling Pump Drive (Infin H 1000 speed increaser)	SIIC 626	\$43,000	Power requirements reduced 10.6%
7/84	NC	Chemplex Co. Clinton, IA	Andon	Chemical	Sunlyne Transfer Centrifugal Pump	SIIC 824	\$ 273 Per pump	Reduced Power by 2.2%

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE STUDIES

DATE	DIV	CUSTOMER	WRITER	INDUSTRY	EQUIPMENT	PRODUCT	\$ SAVED	HOW
7/84	SA	National Can Corp. Bishopville, SC	Welser Gunther	Metalworking (Can Plant)	Boston & Cone Conveyor Horn Drives Rutherford Printer & Spindle Disc Bearings	SHC 634 Mobiltemp SHC 32	\$ 9,100 \$ 3,675	Gear Failures Reduced from 1 Per week to 2 Per year. Clean up of grease from seals extended from 3 times daily to once per month gives labor savings. Production \$ Value is proprietary info but would run into the thousands.
8/84	HC	Northern Petrochemical Co. Morris, IL	Gehrmann Coveny	Chemical	Cooling Tower Fan Drives	SHC 630	\$11,325	Reduced Power & Extended Oil Life
8/84	DV	Southern Ohio Coal Co. Athens, Ohio	McCarter D'Avalos	Mining (Coal)	Anderson Havor AH-500 Longwall Miner & Westphalia Face Conveyor Gear Boxes	RL-1327K Mobilgear SHC 680	\$216,000	Reduced Gear and Bearing Failures, Extended Lubricant Life and Less Downtime
9/84	SA	Olin Corp. Pisgah Forest, NC	Welser	Paper	Paper Machine Dryer Dry's-Mist Lubed	SHC 629	66% Reduction in Oil Consumption (Mist system)	
10/84	HC	National Can Corp. Chicago, IL	Soderberg DeHardo	Metalworking (Can Plant)	Cone Worm Drives on Rutherford Printers	SHC 634	\$ 4,500	Reduced Gear Failures
11/84	HA	G. E. Company Waterford, NY	Harrlinger Oswitt	Chemical (Silicone)	Clark 7 Stage Centrifugal Compressor	Rarus 824	\$200,000 \$ 50,000 \$ 9,222	Doubled Equip. Life Reduced Maint. Costs Reduced Power
12/84	HC	R-Ren Corp. E. Debuque, IL	Stevens Axlon	Chemical (Air Reduction)	Clark 1CV 16 Cyl. Gas Engines for Production of Liquid Ammonia	SHC 634	Bronze Ring Life on 3rd Stage (Pressures boosted from 2000 psi to 5000 psi) Increased 66% vs. Mineral Oils	
1/85	HA	Cargill Salt Co. Lansing, NY	Cline Cole	Mining (Salt)	Nine Hoist Reducers (1500 HP)	SHC 629	\$ 4,251	2% Power Reduction
1/85	SA	Reynolds Metals Co. Salisbury, NC	Welser Smith	Metalworking (Can Plant)	Rutherford 800 Printer Hornel Bearings	Mobiltemp SHC 32	\$375,000	Elimination of Downtime Due to Grease Leakage onto Cans

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>DIVN</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>NOTE</u>
1/85	OV	Penn Power Shippingport, PA	Erbe Beaulieu	Power Plant	Falk Reducer (Model 11372F1-3) Driving a Foster Wheeler Ball Pulverizer	SIIC 629	\$ 79,000	30 Day Test Run by Customer Resulted in 3.1% Power Reduction, SIIC 629 vs. Mobilgear 629 in 1000 HP Driven Reducer
1/85	MA	Lincoln Pulp & Paper Lincoln, ME	Wescott Forrest	Paper	Soot Blower Gear Drives	Mobiltemp SIIC 32	\$ 30,000	Switch from Oil to Grease Reduced Rebuilds from 15 to 3 per year
1/85	EPC	PCS Mining Allan Divn. Saskatchewan	Riddell	Mining (Potash)	Denver 50 HP Worm Gear Driving a Primary Scrubber	SIIC 634		5.1% Measured Power Reduction during 10 Day Comparison Test, Mobil SIIC 634 vs. Gulf Cylinder Oil. Oil Temperature Averaged 34°F lower with Mobil SIIC 634 in service.
1/85	SA	Arkansas Power & Light Co. Redfield, Arkansas	Irco Scanlan	Power Plant	C. E. Coal Pulverizers	SIIC 634	\$ 46,000	Extended Oil Life in 16 Units from 6 mo. to 2+ years.
1/85	Lakes	Michigan Consolidated Gas Company, MI	Liddell	Gas Transmission	Philadelphia Model 3410 CI Gear Reducers	SIIC 629	\$ 757	Reduced power requirements driving coolant fans.
2/85	SA	Reynolds Metals Co. Salisbury, NC	Weiser Smith	Metalworking (Can Plant)	Rutherford 800 Printer Cone Worm Drive	SIIC 630		Temperature Dropped from 190°F to 170°F when Mobil SIIC 630 Replaced Mineral EP Gear Oil
3/85	SA	Olin Corp. Pisgah Forest, NC	Welser Khoury, H.	Paper	Paper Machine Dryer Brg's - Mist Lubed	SIIC 629	\$16,484	Average annual bearing failure rate for B1, B2, and B3 was 9. Only one failure in 1984 and that was due to crimped oil feed line. (See earlier report on page 5, 9/84.)
4/85	IM	NACC/Indianhead Zap, WI	Preston	Mining (Coal)	Tipple Gearboxes (Falk & Sunstrand)	SIIC 629	\$ 6,340 Per Hour	Cold Weather problems (-30°F) w/mineral gearoil resulted in unscheduled downtime, up to 8 hours per day. No downtime all of 1984 due to cold weather after installation of Mobil SIIC 629.
6/85	MC	Oscar Mayer Chicago, IL	Dellardo Hughes	Food	Amkrola Compressors (York, Irick, Sullair & Vilter)	Gargoyle Arctic SIIC 226	\$ 4,900	Reduced system deposits, reduced maintenance & labor costs after switch from Gargoyle Arctic 300

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>DIV</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
6/85	HA	Kimberly Clark New Milford, CT	Harrlinger Khoury, A.	Paper	Mark II Multi Folder (Hub City Gear Drive)	SIIC 629	\$ 721 Per year	Mobil SIIC 629 replaced mineral EP Gear Oil & temperature dropped 41°F. Calculated power savings was \$721 per year.
6/85	MM	Plain Creek Inc. Columbia Falls, MT	Sundquist	Fiberboard	Sullair 25-150L Screw Air Compressor	SIIC 626	\$ 506	Oil drain interval extended from 1000 hours with mineral oil to 8000 hours with SIIC 626.
7/85	HA	Roanoke Electric Steel Roanoke, VA	Caspero Ilkes	Steel	Danfelli Continuous Casting Unit	Mobilith	\$56,000	Reduced bearing & labor cost since switch to Mobilith SIIC 460. Bearings operate at low speeds & in very hot environment.
10/85	SH	Dow Chemical USA Southern Louisiana Div. Plaquemine, LA	Hehl Anderson	Chemical	Pfauder & Pro Equip Agitator Drives (Worm Gears)	SIIC 634		Gear reducer temperatures dropped 20°F. Oil life extended, seal life extended, wear metals by analysis have dropped rapidly.
10/85	HA	Aronson Machine Co. Arcade, NY	Stanek Cline	Fabrication	Aronson Welding Positioners Worm Gear Drive	Mobilgear SIIC 680	\$60,000	Eliminated chatter caused by bronze aluminum pick-up on steel worm. Eliminated need for redesign of equipment.
10/85	EPC	Alberta Power Ltd. Forestburg, Alberta	Primmer	Power Plant	Combustion Engineering Raymond Bowl Mill, Model 863	SIIC 634		This is a worn gear driven unit. After 25,000 hours of service, wear metals were very low and oil in excellent condition for continued service.
11/85	SA	Engelhard Minerals & Chemicals Division Attapulgus, GA	Worley	Minerals & Chemicals	Denver Size 6 Reactor Agitator Worm Drive	SIIC 634	\$ 2,600 Per year	Operating oil temperature dropped from 180°F to 125°F when SIIC 634 replaced conventional mineral oil. This translates to \$2,600 annual power savings.
12/85	HA	General Electric Co. Waterford, NY	Oswitt Cline	Chemical (Silicone Div.)	Gear reducers and bearings in Waste Treatment Area	Mobil SIIC 630, 634, 639	\$ 830 yr.	Eliminated seasonal oil changes. Analysis program will be too to extend to 2 year or greater change out periods.
12/85*	MM	Potlatch Corp. Lewiston, ID (WP)	Sundquist	Paper	Felt carrier roll bearings on BC Paper Machine	Mobilith SIIC 460	Labor	Application cycle extended. Grease problems eliminated operating temperatures 300°F+.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANTS PERFORMANCE STUDIES

<u>DATE</u>	<u>DIV</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
12/85	HC	National Can Chicago, IL	Dellardo Kestly	Metalworking (Can Plant)	Sullair Rotary Screw Compressors	SIIC 624	\$ 200 Per year	Switch from AIF allowed oil drain extension from 6 mo. to 5000 hrs. Reduction of varnish also observed.
1/86	SH	Unifroyal Tire Arkmore, OK	Minor Grant	Rubber (Tires)	Bead Coiling Machine	Mobilgrease 29	\$ 2,684 6 mo.	Reduced wear of brass crank blocks, reduced labor for lube clean up & reduced lube consumption.
1/86	OV	Kelly Springfield Tire Cumberland, MD	Kilt Erbe	Rubber (Tires)	Conveyor Worm Drives (650 units)	SIIC 634	\$25,660 3 years	Extended drain intervals from annual to every 3 years resulted in labor savings.
2/86	SA	Georgia Pacific Co. Prosperity, SC	Welser G. Minor	Plywood	Clipper Cushion Cylinder Hfg'd by Elliot Bay Plywood Machine Co.	SIIC 629	\$ 8,232 Per year	Reduced wear of Clipper Toggle Shafts & Cylinder & Inner Barrels plus reduced labor costs.
4/86	H	Granite City Steel Granite City, IL	Benner Helms	Steel	Falk Type C Motoreducer Model RC2-02AD (No. 4 Coke Conveyor Bell Drive	SIIC 630	\$ 900 Per year	Extend oil life & eliminate seasonal drains.
4/86	SA	Macmillan Bloedel, Inc. Pine Hill, AL	Burtsche Scanlan	Paper	Dorr Oliver Saveall Worm Drive	SIIC 634	\$ 663 Per year	Reduced power consumption Temp. drop w/SIIC 634 in service averaged 40°F.
4/86	HA	Philadelphia Electric Co. Eddystone, PA	Whitacre Rogers	Power Plant	Combustion Engineering Raymond Bowl Mills (16 units-Model 633)	SIIC 634		Due to low oil operating temperatures, the use of oil coolers was eliminated (except for 1 unit) thus reducing the volume of effluent that must be treated by the plant's waste water facility.
5/86	SA	James River Corp. Pennington, AL	Burtsche Scanlan	Paper	Dorr Oliver Saveall Worm Drive	SIIC 634	\$ 1,404 Per year	Reduced power consumption. Temp., drop w/SIIC 634 in service averaged 50°F.
					Falk Pressure Roll Drive (No. 6 Paper Machine)	SIIC 634	\$ 799 Per year	Reduced power consumption. Temp drop w/SIIC 634 in service averaged 80°F.
5/86	SA	Colonial Rubber Co. Byersburg, TN	Burtsche Raygard	Rubber	Roots Blowers	Delvac 1	\$30,508	Oil temperature @ 240°F required mineral oil change outs twice per week. Now change every 6 months. Blower rebuilds reduced over \$17,000.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>DIV</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
6/86	W	North Pacific Paper Co. Longview, WA	Price	Paper	Deculator Vacuum Pumps	SIIC 634	\$ 1,217	Oil temperatures reduced, oil changes extended from 3 mo. to 3 years.
					Trim Pulper Agitator Drives	SIIC 634	\$ 897	Oil changes extended from 6 months to 30 months.
					No. 1 Wire Stretch Roll Reducer	SIIC 629	\$ 560	Oil changes extended from 6 months to 2 years.
8/86	NA	SPS Technologies, Inc. Jenkintown, PA	McFadden	Metalworking (Machine Shop)	Reed Thread Rolling Machine	SIIC 626	\$11,901	Use of SIIC 626 as a Thread Rolling Coolant eliminated flash fires on a difficult threading operation.
8/86	SW	Houston Lighting & Power Bacliff, TX	Sims Balaban	Power Plant	No. 1 Drip Pump	SIIC 626	\$336,000 Per year	Bearing failures eliminated since switch from mineral oil to SIIC 626. Average failure rate had been 2 per year, generally in summer when power demand is at the peak.
9/86	NA	Madison Paper Industries Madison, Maine	McCarthy Forrest	Paper	IR-SSR 2000 Screw Compressor	Morus 826	\$13,440	Reduced oil consumption
1/87	SA	James River Corp. Pennington, AL	Fuller Scanlan	Paper	Dorr Oliver Saveall Room Drive	SIIC 634	\$ 2,203 \$60,000	Reduced power consumption Reduced downtime
					Falk Pressure Roll Drive (67 PH)			
1/87	NA	Allegh Steel Dunkirk, NY	Cline Cameron	Steel	Morgans-Hammer Guide Box Bearings on Round & Shape Mill	Mobilith SIIC 460	\$81,900	Bearing failures (Timken) reduced by 30 per month. (Hi-temp, heavy load conditions.)
1/87	SA	Union Oil Company Chunchula, AL	Fuller Scanlan	Gas Transmission	IR-KVSR-12 Compressors	SIIC 634	\$66,495	Reduced feed rates
2/87	ED	Armstrong Blum Chicago, IL	Devonshire Machine Tools		Marvel Saw	SIIC 634		Mobil SIIC 634 replaced cylinder oil in worm drive & reduced temperatures 20 ^o F. Eliminated need for heat exchanger.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>BY</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
3/87	SA	Costa Corp. Pisgah Forest, NC	Welser Davis	Paper	Press Roll Belt Drags.	Mobilith SIC 460	\$16,102	Reduced bearing & roll failures
					Sullair Screw Compressor	SIC 626		Use of Mobil SIC 626 resulted in discharge temperature reduction of 10°F and extended oil drains from 2 to 6 months.
3/87	SA	Dunlop Goodrich, Inc. Opelika, AL	Scanlan	Rubber (Tires)	700 Whitewall Grinder Gear Drives	SIC 629	\$11,182	Failures average one (1) every +2 months until SIC 629 installed. No failures in last 12 months.
3/87	SA	St. Joe Forest Prod. Co. Port St. Joe, FL	Scanlan Fuller	Paper	High Density Stock Agitator Drive - Falk	SIC 630	\$ 206	Power reduction.
6/87	SA	Montfort of Colorado Grand Island, NE	J. Henry	Food	Dapps Equacoooker, Linkbelt 220SD-30 Spherical Roller Bearings	SIC 634	\$ 921	Oil drains extended from weekly to monthly. Oil temp approximately 200°F.
6/87	SA	Gorman Rupp Pump Co. Ohio	McLucas	Metalworking (Pump Mfg)	Gorman Rupp Refueler Pump	SIC 75W-90 SIC 80W-140		Under very severe test conditions to satisfy a government test requirement, significant oil operating temperature reductions (gear box) vs. a competitive 90 wt. were realized.
7/87	SA	New Jersey Steel Co. Sayerville, NJ	Kuhn VanStolk	Steel	Cast Ing Transfer Conveyor Bearings	Mobilith SIC 460	\$25,000	Reduced bearing failures. (Bearings exposed to high temp and heavy water wash conditions.)
7/87	SA	American Can Co. Fairport, NY	Cline Cameron	Metalworking (Can Plant)	Metal box Limited MB-80 Timken Bearings	Mobilith SIC 460	\$ 6,400	Extended bearing life, reduced labor costs and downtime. Sealed bearing application.
8/87	SA	BASF Fibers Lowland, TN	Vogel Cortes	Textile	Spinning Machines, Ohio Gear Room Drives	SIC 634	\$350,000	Extended gear life. Savings based on reduced labor and parts cost.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SURVEYS

<u>DATE</u>	<u>DIVN</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
8/87	HC	Wisconsin Electric Power Company Kenosha, WI	Leach Holdmeyer	Power Plant	Harley Cooling Tower Gear Reducers	SIC 629	\$ 440	Extended oil drain intervals
8/87	SH	Guardian Glass Industries Corsicana, TX	Jackson McKean	Glass	Edwards Model ES7500 Rotary Cam Vacuum Pump (6 pumps)	Rarus 027	\$18,684	Oil drain intervals extended from 2 weeks to 8 weeks. Savings in oil, filter and labor costs. Also gained 60 hours of productivity but no \$ value was assigned.
9/87	HA	P. H. Glatfelter Co. Spring Grove, PA	Hikes Jenkins	Paper	Paper Machine Dryer Bearings, SKF 23032	Mobilith SIC 460		Switch from oil bath (pedestal bearings) to grease has eliminated need for installing an oil circulation system. Bearing failures reduced, material costs saved and 500 man hours of labor saved.
9/87	HA	Rockwell Int'l Corp. Reading, PA	Hikes McFadden	Metalworking (Automotive)	G&L 101S Hammer Center, Formspray Disc-O-Torque Hydraulic Spindle Clutch	SIC 526	\$23,436	Short clutch life (6 to 8 months) resulted in lost production and 64 man hours for repairs. Failure free for 14 months since adopting use of SIC 526
9/87	HC	Pope & Talbot Inc. Eau Claire, WI	Platner Mitchell	Paper	Aerator Drives - U.S. Electric Motors (6)	SIC 629	\$11,328	Switch from automotive 80W-90 oil reduced failures, oil drains extended and power saved
					Clarifier Drives - Cone, Elanco & Rex Worm Reducers	SIC 634	\$ 2,192	Reduced gear failures and extended oil life
9/87	SH	Uniroyal Goodrich Andover, OK	Wein and Beard	Rubber (Tires)	Lufkin Gear Reducer	SIC 630	\$ 1,000	Power savings and extended drain interval from 3 months to 2 years
10/87	HA	Auburn Steel Co. Auburn, NY	Cline Cole	Steel	Birdsboro Hill Stand Roll Neck Bearings	Mobilith SIC 460	\$90,500	Bearing failures reduced from 48 per year to 4 per year

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>DIVISION</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>ENGINEER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
10/87	HC	Hekoosa Packaging Tomahawk, WI	Platner Mitchell	Paper	Chip Silo Feeder Shaft & Debarker Trunion Bearings	Mobilith SHC 460	\$42,015	Extended bearing life, elimination of a heat exchanger, extended oil life and elimination of cold weather start up problems.
					Chip Digester Screw Feeder Reducer - Fork	SHC 630		
					Woodroom Log Conveyor Drive Reducers			
10/87	MM	Montana-Dakota Utilities Sidney, MT	Horrell	Power Plant	Bowl Mills	SHC 630	\$ 2,400	Reduced Power
11/87	HC	Northwestern Steel & Wire Co. Sterling, IL	Engel	Steel (Rod)	Morgan Ho-Twist Rod Mill Side Looper Roller Bearings	Mobilith SHC 460	\$48,600	Eliminated mill downtime, reduced bearing failures, eliminated wire rejects and eliminated need for oil mist installation.
11/87	MA	Roanoke Electric Steel Roanoke, VA	Hilkes	Steel	Danell Continuous Caster Worm Drives	Mobilith SHC 460	\$38,700	Various worm drives subject to high ambient temperatures would fail after lubricant leakage due to failed seals. Use of 460 eliminates leakage and greatly extends gear life.
11/87	HC	Stone Container Corp. Ontonagon, MI	Tormala Mitchell	Paper	No. 2 Paper Machine Felt Roll Bearings	Mobilith SHC 460	\$11,900	Reduced bearing failures from 47 in 1985 to 27 in 1986 to 15 projected in 1987. Only change made was use of Mobilith SHC 460 in November 1985.
11/87	SH	Triad Chemical Corp. Donaldsonville, LA	Brammer	Chemical	TR-IIIIE, CO ₂ Compressor (Cylinders)	Glygoyle 80	\$800,000	Compressor valve cleaning extended, reduced wear & increased production due to extending stripper cleaning intervals.
12/87	MM	Brown Printing Co. Waseca, MN	Lelkam Anderson	Printing	Harris Model H-1000 D Press	SHC 630	\$ 7,750	Extended drain interval with contamination Control Program in effect.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

DATE	DIVISION	CUSTOMER	WRITER	INDUSTRY	EQUIPMENT	PRODUCT	\$ SAVED	NOTE
12/87	SA	Westinghouse Electric Co., Charlotte, NC	Welser B.E. Smith	Metalworking (Mfg. of Steam Turbines)	Power Rolls driven by Winstanly Worm Gears	SHC 634	\$88,776	Reduced worm gear failures.
1/88	MA	New York State Gas & Electric Somerset, NY	Cline Cameron	Power Plant	2500 HP GE Vertical Motors, IR Condensate Pumps	SHC 624	\$395,262 Per year	Due to high temperature operation, oil changes were done every 250 operating hours. SHC 624 still going strong after 2 years. Savings are due to extended oil life and reduced power outages.
5/88	SW	BASF Corporation Freeport, TX	Bateman H. Jackson	Chemical	Kettle Mixer Gear Drives	SHC 630	\$63,000	Fewer gear failures since switch to SHC 630 to combat high temperature operation.
6/88	MM	U.S.S. Minntac Mountain Iron, MN	Leikam Zudock	Steel (Ore Processing)	Agglomerator Grate Bearings	Mobilith SHC 460	\$ 2,247	Eliminated grease fires & reduced grease consumption. Fire damage in past has been as much as \$500,000 per incident.
6/88	MC	Champion International Ronway, MI	F. Mitchell Schiff	Paper	Pulp Machine Press Roll & Wet End Bearings	Mobilith SHC 460	\$ 8,300	Reduced bearing failures caused previously by water intrusion.
7/88	MM	American Crystal Sugar Moorhead, MN	Leikman Seidel	Food (Beet Sugar)	Sprout & Waldron Pellet Machines	Mobilith SHC 460	\$ 7,300	Improved bearing life has resulted in reduced parts & labor costs. (HI-loads, hi-temp in presence of moisture.)
8/88	MA	Metropolitan Edison Co. Titus Station Reading, PA (WP)	McFadden Harrington	Power Plant	Raymond Bowl Mill (Coal Pulverizer)	MOBILGEAR SHC 320	\$26,600	Reduced thrust bearing high temperature (250°F) deposits eliminates cleaning expense between overhauls.
9/88	MM	Owatonna Tool Co.	Leikam M. Powell, Jr.	Metalworking Tools	Paint Line Oven Conveyor Wheel Bearings	SHC 634	\$ 5,000	Switch from hi-temp grease to SHC 634 eliminated bearing failures.
9/88	M	American National Can Co. Fairfield, CA	Price La Forge	Metalworking (Can Plant)	Sullair Compressors	SHC 626	\$11,220	Switched from specialty "SYN" lube to SHC 626 with equal performance results.
9/88	SA	Ecusta Corp. Pisgah Forest, NC	Pratt	Paper	Sullair Compressor, Models 32-250H & SA 283-1, Worthington Model 50	SHC 626	\$16,980	Savings due to extended drain intervals, reduced consumption & reduced labor. 10°F temp. reduction also realized.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SURVIVES

<u>DATE</u>	<u>DIV</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
10/88	SA	Anheuser-Busch Inc. Jacksonville, FL	Worley Woodard	Brewery	HD Pneumatic & Roots Blowers	SHC 630	\$51,160	High operating temperatures gave short oil life & high repair costs. Switch to SHC 630 has reduced annual costs over \$50,000. Also, 200 gear reducers in the Packaging Dept. with SHC 630 in service have gone over 2 years without change outs, another \$17,000 savings.
10/88	SH	PPG Industries, Inc. Lake Charles, LA	Repetto Irvine, J.E.	Glass	Bird Centrifugal Gear Reducers	SHC 632	\$36,300	High temperatures (200°F+) were major cause for high maintenance costs. Switch to SHC 632 has been major contributor to extended gear life.
10/88	SA	Champion Int'l, Inc. Roanoke Rapids, NC	Welser Smith, H.E.	Paper	Diamond IK Soot Blowers and Beloit PH Press Roll Bearings	Mobilith SHC 460	\$20,000	Switch from oil to grease in soot blowers had reduced maintenance costs. Reduced press roll bearing failures after replacing Aluminum Complex grease.
11/88	SH	Champion International Sheldon Mill Crosby, TX (WP)	Jackson Beard	Paper	Danfoss & Beloit Paper Machine Bearings (Wet End)	Mobilith SHC PH		14 man hours of labor saved per month by extending grease application intervals. Bearing life has also been extended but calculated savings are considered proprietary.
11/88	SA	Container Corp. of America Brewton, AL (WP)	Davis, S.H. Scanlan	Paper	Lime Kiln Elevator Bearings & Diamond IK Soot Blowers	Mobilith SHC 460 & SHC 634	\$ 8,970	Reduced Labor & Maintenance costs since switch to Mobil Synthetics
11/88	SH	James River Paper Corp. St. Francisville, LA	Repetto Brazier	Paper	Clarifier Gear Drives, (Philadelphia - Worm)	SHC 634	\$ 1,400	Annual power savings calculated due to temperature reductions of 30°F in one drive and 12°F in the other. Each drive holds 50 gallons of oil.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>DIV</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>NOTE</u>
12/88	HW	Pottlatch Corp. Cluquet, MI	Zudock	Paper	Rotary Steam Joints on Voith Paper Machine	Mobilith SIIC 460	\$27,000	Mobilith SIIC 460 replaced silicone grease from Kluber & saved \$27,000 per 400 lb. drum.
1/89	HA	Occidental Chemical Corp. Pottstown, PA	McFadden Harrington	Chemical	Danbury Mixer Gear Drives, Units 2, 3 & 4	SIIC 634	\$ 8,493	Power savings & extended oil drain intervals (3 years).
4/89	SH	Soltex Polymer Corp. Deer Park, TX	Jackson Ebel	Chemical	Gear Drives	SIIC 600 Series	\$173,500 (Projected)	Savings based on test results indicating power savings and extended oil service life.
4/89	SH	Enterprise Products Co. Mt. Belvieu, TX	Ebel Jackson	Gas	Isobutane Compressors	Gg. Artic SIIC 226	\$463,800	Reduced downtime & extended bearing life.
5/89	W	Ilucor Steel Plymouth, UT (WP)	Varner Sims, R.D.	Steel	Billet Cooling Bed Run-In Roll Bearings	Mobilith SIIC 460	\$12,000	With competitive clay EP grease in service, 5 to 6 bearings failed per month. Bearing failures now average less than 1 per month.
5/89	HA	USS Corporation Fairless Hills PA (WP)	McFadden Harrington	Steel	Postal Bearings in Induction Melt Area 400	Mobilith SIIC 460	\$59,160	Due to high temperature conditions, bearing failure rate was 2 per month. Since switch to Mobilith SIIC 460, no bearing failures in first 6 months.
5/89	W	American National Can Company Fairfield, CA	Ward, H. Price, K.H.	Metalworking (Can Plant)	Similar Compressor Model 25F-250L	SIIC 626	\$36,580	Reduced energy (\$20,400). Reduced product cost (\$15,080). Reduced separator costs (\$1,000) See 9/88 entry.
6/89	HC	Inland Fisher Guide Division - GMC Anderson, IN	Brodek, T.F. Ford, W.J.	Metalworking (Auto)	Paint spray system, pump bearing operating @ 400 F- 10,000 rpm	Mobilith SIIC 460	\$43,250	18 spray booth paint systems maintenance costs reduced \$43,250 plus 1728 hours of downtime eliminated.
6/89	HA	International Paper Co. Ticonderoga, NY	Cline, L.H. Oswitt, G.H.	Paper	Lightnin Model LAT 1305 gear drives - 20 Aerater Ponds	SIIC 629	\$ 7,245	Yearly savings due to reduced labor & lube consumption.
8/89	SA	Ecusta Division of Glatfelter Pisgah Forest, NC	Humphries, K.J. Pratt, J.W.	Paper	Diamond IK-500 Series Soot Blowers	Mobilith SIIC 460	\$22,000	Reduced failures, labor & lube consumption over 2 year period.
9/89	HC	A.E. Staley Hfg. Co. Decatur, IL	Torrice, K.L. Brenner, H.E.	Food (Processing)	Low Temp Film Evaporator Support Bearings - 11 Temp Exposure	Mobilith SIIC 460	\$ 7,000	Reduced bearing failures & labor costs. Downtime savings are extra.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE STORIES

DATE	DIV	CUSTOMER	WRITER	INDUSTRY	EQUIPMENT	PRODUCT	\$ SAVED	HOW
11/89	M	Liberty Maritime Corp. Lake Success, NY	Ignazzitto, F.A.	Marine	Reciprocating Compressors (B)	Rarus 027	\$ 3,000	Valve cleaning costs reduced. Reduced lube consumption. Reduced compressor failures.
11/89	M	RR Paper Company Longview, WA	Burtsche, J.E. Strand, H.A.	Paper	Felt & Stretch Roll Bearings on No. 2 Beloit Dryer	Mobilith SIC PH	\$87,300	Reduced bearing failure rate, labor costs & downtime.
11/89	SA	New South Lumber Camden, SC (WP)	Smith, R.P. Wise, J.H.	Lumber	Lumber Dry Kiln Hot Air Fan Shaft Bearings	Mobilith SIC 460	\$10,500	Reduced bearing failure rate & labor costs
12/89	MH	Reynolds Metal Co. Kansas City, MO	Irwig, F.H. Kallingford, G.L. (Can Plant)	Metalworking	Rutherford Can Decorator, Cone Worm Drives	Mobil SIC 634	\$109,350 (3 yrs.)	Worm gear failures & related downtime eliminated.
12/89	MA	International Paper Co. Ticonderoga, NY	Cline, L.W. Oswitt, G.H.	Paper	G.E. Steam Turbine Governor System	Mobilith SIC PH	\$15,000/yr	Extended life of worm type governor system operating at high temperatures (up to 300°F).
12/89	MA	International Paper Ticonderoga, NY (WP)	Cline, L.W. Oswitt, G.H.	Paper	Paper Machine Felt Stretch Roll Bearings	Mobilith SIC PH	\$29,000 (2 yrs.)	Reduced bearing failures.
12/89	MA	Roanoke Cement Cloverdale, VA (WP)	Hikes, D.J. Hodges, E.F.	Cement	C.E. Raymond Coal Mills - Worm Drives (5)	Mobil SIC 632	\$11,939/yr	Reduced power consumption. Operating temp. dropped 35 to 40 F after switch to Mobil SIC 632.
1/90	MA	USS Corporation Fairless Mills, PA	McFadden, P.J. Harrington, J.H.	Steel	Pedestal Bearings In Induction Melt Area 400	Mobilith SIC 460	\$125,712/yr	See 5/89 entry that summarized 6 months savings of \$59,000. No bearing failures since that report.
2/90	MH	Texas Gulf Soda Ash Granger, WY	Baer, R. A. Karas, K.J.	Mining	Calciner Transmission Bearings	Mobil SIC 630	\$2,370/yr	Bearing lube life extended & labor reduced. Bearings operate at 100 C & higher.
2/90	MH	Minnesota Mining & Mfg. Cottage, Grove, MN	Powell, H. Jr. Seldel, J. A.	Mining	North American Calciner Bearings	Mobilith SIC 460	\$14,000 (3 yrs.)	Reduced bear failures.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>DIVN</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
3/90	SW	Temple-Inland Fiberboard Divn. Diboll, TX	Santiago, R. Kellen, D.R.	Fiberboard	#1 Kili Transmission Drive	Mobil SIC 632	\$9,072/yr	High operating temperatures caused low oil pressure & unit would automatically shut down. Switch to Mobil SIC 632 reduced temperature about 40°F. No shut downs since use of Mobil SIC 632.
3/90	SW	Champion International Lufkin, TX	Santiago, R. Kellen, D.R.	Paper	No. 3 Paper Machine Drives	Mobil SIC 634	\$9,450 6 months	Switch to Mobil SIC 634 in 5 primary drives gave energy savings over \$9,000 in just 6 months.
7/90 and 5/92*	HC	S. Calif. Edison San Onofre Nuclear Generating Station San Clemente, CA (NP)	Vanner, W.R.	Power Plant	Byron Jackson Reactor Coolant Pumps with Kingluxury Thrust Dry's.	Mobil SIC 626	\$105,000/yr	Extended oil life, reduced oil disposal costs & improved bearing life.
7/90	HC	Quantum VSI Division Clinton, IA	Torricon, K.L. Mildoon, J.P.	Chemical	Product Extruder Dynamatic Eddy Current Clutch Drgs.	Mobilith SIC 220	\$102,600	Savings are realized in parts, labor & downtime in preventing six bearing failures.
7/90	HC	American National Can Whitehouse, OH (NP)	Liddel, T.J. Gottwald, C.H.	Metal working (Can Plant)	Sullair Rotary Screw Air Compressors (3)	Mobil SIC 626	\$2,400/yr	Extended air/oil separator life.
7/90	HC	Libbey Glass Toledo, OH (NP)	Liddel, T.J. Gottwald, C.H.	Glass	Custom Built Flaring Machine (slides & cam followers)	Mobil Ramus 827	\$43,000/yr	Reduced parts failure & cleaner operating conditions greatly reduced general annual overhaul costs.
8/90	NA	Armco Butler, PA	Erbe, E.L. Smith, W.A.	Steel	Anneal/Pickle Furnace Bearings	Mobilith SIC 1500	\$31,878 in 3 mo.	Bearings operate in range of 250 to 300°F. Bearing failure rate was averaging 8 per month. No failures after 3 months service with Mobilith SIC 1500.
8/90	SA	Stone Container Corp. Florence, SC (NP)	Hise, J.H. Smith, R.P.	Paper	Diamond IK 525 Soot Blowers	Mobilith SIC 007	\$19,350/yr	Carriage gearbox overhauls averaged 6 per year. No lube related overhauls since Mobilith SIC 007 introduced in Oct. 1989.
9/90	SA	Champion Int. Corp. Cantonment, FL (NP)	Brown, P.A. Francis, R.W.	Paper	Diamond IK 525 Soot Blowers (92)	Mobilith SIC 460	\$785,520 Summer '87 to date	Elimination of Soot Blower rebuilds and related labor costs.
9/90	SW	Willamette Ind. Inc. Cangall, LA	Collazo, H.A. Inman, J.U.	Paper	Lufkin Reducers	Mobil SIC 630	\$3679/yr	Average reducer temperature reduction of 10°F converts to power savings over \$3000.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SURVEYS

<u>DATE</u>	<u>DIV</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
10/90	MM	Dow Chemical Pevely, MO	DeBattista, M.A.	Chemical	Phila. & Glender Gear Reducers	Mobil SIC 630	\$32,000/yr.	Extended oil life and reduced downtime.
					Chains	Mobil SIC 634	\$25,000/yr.	Reduced chain failures and reduced downtime.
10/90	SA	Georgetown Steel Corp., Georgetown, SC	Hise, J.H. Smith, R.P.	Steel	Roller Conveyor and Loopable Bearings	Mobilith SIC 460	470 man hrs/saved yr.	Reduced bearing failures in high temp. applications up to 300°F.
10/90	WA	Appleton Papers Inc. West Carrollton, OH	Haddad, G.G. Layton, T.E.	Paper	No. 3 Paper Machine Wire Turning Roll Gears	Mobil SIC 634	\$64,000/yr.	Failure rate of gears down from 2/yr. to 0/yr. Temperatures reduced 20°F. Oil life extended.
10/90	WA	Hammerville Paper Lock Haven, PA (WP)	Erbe, E.L. Alexander, R.H.	Paper	No. 12 Paper Machine Felt Carrier Roll Brgs.	Mobilith SIC PM	\$3,300/yr.	Application frequently was monthly and now is quarterly resulting in reduced grease consumption and improved manpower utilization.
10/90	SW	Champion International Lufkin, TX (WP)	Kellen, D.R. Santiago, R.	Paper	Great Northern Roll Grinder Bearings	Mobilith SIC PM	\$178,140 saved 9/89 to 9/90	Main grinding stone support bearing failures due to water contamination were reduced when switching from oil to Mobilith SIC PM.
10/90	WA	Head Paper Chillicothe, OH (WP)	Wingert, D.J. Layton, T.E.	Paper	General Mill Grease Applications	Mobilith SIC PM	\$108,000 saved	Replaced Exxon Ronex Extra Duty I grease. Eliminated grease run out and saved on unscheduled downtime.
11/90	MM	TG Soda Ash Inc. Granger, WY (WP)	Croskrey, S.E. Karas, K.J.	Mining (Soda Ash)	Philadelphia Mixers Corp. - Agitator	Mobil SIC 630	\$53,636 saved	Gearbox failures eliminated since switch to Mobil SIC 630. High temperatures operating problems have been overcome by use of Mobil SIC.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SURVEYS

<u>DATE</u>	<u>DIVN</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
11/90	MM	Molnam Inc. Clarksville, MO	Croskrey S.E. DeBattista, M.A.	Cement	F.L. Schmidt Kiln Bearing	Mobil SIC 639	20 days Production	Due to cooling water pipe break, bearing was severely scored. Expected bearing replacement has never happened.
					Falk Kiln Drive	Mobilgear SIC 460	\$33,000/yr	Falk Reducer normal replacement every 3 years. Since Mobilgear SIC 634 introduced in 1986, no failures have occurred.
11/90	SA	Abitibi-Price Roaring River, NC	Geshay, J.R.	Paper	Sullair Series 25, 100 hp Air Compressors	Mobil Rarus SIC 924	\$8900/6000 hrs.	Total oil related costs reduced based on 6000 hr. maintenance cycles.
11/90	MM	Hooter Corporation St. Louis, MO (MP)	DeBattista, M.A.	Metal Fabricator	Aronson 60 Ton Welding Positioner Wormgear Drives	Mobilith SIC 007	\$133,200 saved	Lubricant leakage resulted in excessive gear failures. Use of semi-fluid grease has eliminated failures.
12/90	SM	Phelps Dodge Refining Corp. El Paso, TX	Hershon, R.D. Murphy, S.L.	Copper Refining	Furnace Bearings	Mobilith SIC 460	\$7854 saved	High temperatures (350°F) conditions resulted in short bearing life until use of Mobilith SIC 460.
1/91	MC	Libbey Glass Toledo, OH	Liddell, T.J. Gottwald, C.H.	Glass	El Flaring Machine	Mobilith SIC 460	\$18,000 saved	Maintenance costs reduced since switch to Mobilith SIC 460. Very high temperature conditions exist on this machine.
1/91	MC	Gates Rubber Co. Galesburg, IL	Torrice K.L. Kildoon, J.P.	Rubber	Vulcanizer Cart Wheel Bearings	Mobilith SIC 1500	\$9,750 saved	Bearing failures and labor costs reduced since switch to Mobilith SIC 1500 to overcome high temp. operating conditions.
1/91	SM	Houston Lighting & Power Company Jewett, TX	Santiago, R.	Power Plant	Cooling Tower Westech Gear Reducers	Mobil SIC 629	\$74,304/yr.	Power savings in 24 gear reducers.
2/91	SM	Champion International Camden, TX	Kellen, D.R. Santiago, R.	Paper	Outfeed Gearboxes (David Brown - Railcon)	Mobil SIC 630	\$28,842 saved/1990	High operating temperatures resulted in short oil and gear life. Switch to Mobil SIC 630 saw failures go from 12/yr. to 1/yr.
2/91	MC	GAF Corporation Pembine, WI	Schliff, T.A. Mokan, L.L.	Mining	Coloring Plant Kiln Bearings	Mobilith SIC 1500	\$45,430/yr.	High operating temp. (200°F), heavy loads and slow speed prompted Mobil to recommend Mobilith SIC 1500. Reduced bearing failures, reduced unscheduled downtime and reduced labor costs were the result.

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE STUDIES

DATE	DIVISION	CUSTOMER	WRITER	INDUSTRY	EQUIPMENT	PRODUCT	\$ SAVED	HOW
2/91	SH	Temple Inland Evadale, TX	Kellen, D.R. Santiago, R.	Fiberboard	5 Gardner Denver Model EAU S1C Rotary Screw Air Compressors.	Mobil Rarus 026	\$15,800/yr.	Extended life of oil, oil filters, & separators. Previous oil in service was a competitive ATF.
3/91	SA	Kindlerly Clark Corporation Cousa Pines, AL	Brown, P.A. Francis, R.W.	Paper	Falk Gear Reducers (2) on Nash Vacuum Pumps.	Mobil S1C 630	\$5,233/yr.	Power savings in 2 Falk gear reducers.
4/91	SA	Container Corp. of America Brewton, AL	Brown, P.A. Francis, R.W.	Paper	Koppers Fast Gear Type II Couplings on No. 2 Paper Machine Press Rolls.	Mobilith S1C 1500	\$83,760 saved in 1st year	A Texaco grease was replaced & coupling failures reduced.
4/91	SH	Hill Petroleum Houston, TX	Gardner, K.H. Foster, J.J.	Petroleum Production	Sutorbilt Blowers	Mobil S1C 626	\$7,650 in 1st 6 months	Blower bearing life extended in this high temperature application.
4/91	PH	Monfort Inc. Garden City, KA (HP)	Hennessy, T.J. Jones, W.H.	Food Processing (Slaughterhouse)	Dodge Corp. Gear Reducers David Brown Radicon Wormgear Reducers	Mobil S1C 630 Mobil S1C 634	\$42,000/yr. \$9,200/yr.	Reduced gear reducer failures.
4/91*	SH	Temple-Inland Dixie, TX	Kellen, D.R. Santiago, R.	Fiberboard	Press Section & Run-Out Table Bearing	Mobilith S1C PM	\$67,600	Annual bearing failures in press section were reduced from 3 to 0 and in the Run-Out Tables from 1,080 to 280.
5/91*	SA	Champion International Courtland, AL (HP)	Brown, P.A. Francis, R.W.	Paper	Hyster Fork Lift Trucks-Final Drive	Mobilith S1C 007	\$17,400 to date	Seal leakage resulted in an average of 6 failures/year. No failures since Mobilith S1C 007 was installed.
5/91*	PH	Chemtco Hartford, IL	Croskrey, S.E. Thomas, C.R.	Chemical	Durand Worm Gear	Mobilith S1C 007	\$82,900 in 3 months	Worm gear failures were averaging one every 45 days. No failures since introduction of Mobilith S1C 007.

* Latest Additions
(HP) Photograph Included In Report

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE SUMMARIES

<u>DATE</u>	<u>DIVN</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
5/91*	SA	Kelly Springfield Tire Co. Fayetteville, NC	J.H. Wise H.E. Smith	Rubber	Lufkin Gear Reducer Driving Banbury Mixer	Mobilgear SIC 460	\$120,120	Energy savings in 55 gearboxes based on oil temperature reduction in Lufkin gear from 130°F to 118°F
7/91*	HC	GAF Corporation Pembine, WI	L.L. Hakan T.A. Schliff	Quarry	Kiln Trunion Bearings	Mobilith SIC 1500	\$72,000	Kiln Bearing failures were reduced from 30/yr to 6/yr in this 200°F, 8 rpm plain bearing application.
8/91*	SA	Champion International Roanoke Rapids, NC (WP)	J.H. Wise H.E. Smith	Paper	Differential Gears & Koppers FS 3 Turbine Coupling	Mobilgear SIC 220 & Mobilith SIC 1500	\$21,000	Averts installation of Oil Coolers on gears. Couplings now last longer than 1 yr in this 5300 rpm application.
9/91*	SW	Willamette Industries Cary, LA (WP)	J.D. Irman R.A. Colazo	Paper	Drive Slide Reducers (Lufkin & Foote-Jones)	Mobil SIC 630	\$80/gear	Longer oil life & equipment life.
10/91*	SW	CertaInteed Corp. Sulphur, LA (WP)	D.R. Kellen W.J. Silveira	Plastics	Bogflex & Duraxl Reducers for Autoclave	Mobil SIC 629 and 634	\$26,000	Energy savings in 12 reducers resulting from lower oil temperatures (150°F to 120°F).
10/91*	IA	Georgia-Pacific Corp. Woodland, ME	F.T. Mitchell R.G. Forest	Paper	Aerator & PIV Drive Units	Mobil SIC 629, 630	\$30,000	Longer oil life and equipment life.
11/91*	MIAMI	Maritime Overseas Corp. New York, NY	J.V. ReShore	Marine	Tokoku & Suction Gas Air Compressors	Rarus 827	\$2,700	Extended oil life from 4x/yr to once/yr. Eliminated quarterly valve cleaning.
12/91*	HC	INDIAN INCORP. Dundee, MI (WP)	D.P. Edgerton D.J. Scallen	Cement	Hordberg Grinding Mill Bearings, Dorr-Oliver Agitator Table Bearings, F.L. Smith Kiln Gears	Mobil SIC 629, Mobil SIC 634, Mobilgear SIC 6800 IH	\$32,500	Oil related bearing failures eliminated. Easier oil handling & disposal & reduced wear in gears.

* Latest Additions
(WP) With Photographs in the report

MOBIL SYNTHETIC LUBRICANT PERFORMANCE STORIES

<u>DATE</u>	<u>DIV</u>	<u>CUSTOMER</u>	<u>WRITER</u>	<u>INDUSTRY</u>	<u>EQUIPMENT</u>	<u>PRODUCT</u>	<u>\$ SAVED</u>	<u>HOW</u>
5/92*	MA	Lockwood Corp. Gering, NE (HP)	J.C. Pennington T.H. Meli	Steel Bars & Rods	Furnace Bearings & Slides & Oven Chain	Mobilith SHC 460, Syn. Oven Lube 1090	\$16,000	Bearing failures reduced from 4/yr to 1/yr in 300°F application. Reduced maintenance costs on chains.
5/92*	MC	William Lans Sons Co. S. Deloit, IL (HP)	S.W. Scott M.E. Brenner	Off-Highway (Scrap Yard)	Cranes & Other	Mobilith SHC 460, 100	\$67,000	Longer regreasing intervals from daily to weekly reduces grease & labor costs.
5/92*	SA	PPG Industries Lexington, NC	M.C. Galloway J.R. Gesliay	Textile	Century Model 8 Twist Frame Electric Motor Bearings (SKF)	Mobilith SHC 100	\$63,000	Elimination of annual disassembly, cleaning, repacking of grease in 450 electric motors.
6/92*	SA	Tarmac Lonestar, Inc. (Roanoke Cement) Cloverdale, VA (HP)	R.H. Alexander J.R. Gesliay	Cement	Polysius Roll Press Bearings (FAG)	Mobilith SHC 1500	\$226,600	Longer bearing life reduces downtime & replacement costs.
7/92*	MA	Borough of Pottstown Waste Water Plant Pottstown, PA (HP)	H.C. Shablon P.J. McFadden	Municipality	Flender Gears in CPC Engineering Screw Lift Pumps	Mobil SHC 630	\$3,205	Energy savings resulting from a 25°F reduction in oil temperature.
7/92*	MA	Waste Management Co. Warner Co. Devault, PA (HP)	H.C. Shablon P.J. McFadden	Quarry	Induced Draft Fan Bearings (SKF 22318 CC)	Mobilith SHC 100	\$29,264	Quarterly bearing failures & replacement eliminated.
8/92*	CRC	Mobil Paulsboro Refinery Paulsboro, NJ	D. Magana	Refinery	Electric Motors (G.E., Westinghouse, Reliance, Siemens)	Mobilith SHC 100	Fewer Bearing Failures	Bearings on 1700 motors run 10°F cooler on average.

* Latest Additions
(HP) With Photographs in the report

Mobil

Programa de inspección de engranajes



**Si no podemos ahorrarle dinero,
no lo merecemos como cliente.**

Programa de inspección de engranajes

Qué es?

Es un programa de mantenimiento preventivo desarrollado a través de inspecciones de los elementos de la caja de engranajes y análisis de aceite.

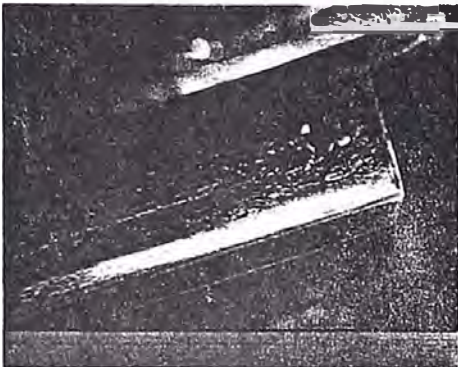
Inspección de elementos

El ingeniero Mobil definirá con su Ingeniero de Mantenimiento cuáles serán los equipos claves que entrarán en el programa. Posteriormente se obtendrá la línea base (Condiciones Actuales de Operación) de cada una de las cajas de engranajes. Se establecerá si de acuerdo a estas condiciones de operación, la recomendación del fabricante del equipo y la experiencia de Mobil en lubricantes para engranajes y su aplicación, se está utilizando el aceite correcto. Luego se definirá con base en su disponibilidad, la frecuencia y procedimientos para efectuar las inspecciones.

Por cada inspección se entregará un reporte.

Es necesario conocer algunas variables del sistema en operación como son:

- Temperatura de Operación



- Vibración
- Fugas de aceite
- Ruidos anormales

Una vez estas sean determinadas, se procederá a parar el equipo para hacer un análisis general del estado de los engranajes.

Con una cámara fotográfica especial se tomarán fotos de las superficies de los dientes que muestran los niveles más avanzados de picadura u otro fenómeno que esté deteriorando el engranaje. Cada uno de los dientes deteriorados deberá ser marcado con pintura metalizada para que en la siguiente inspección pueda hacerse un seguimiento.

Análisis de Aceite

El Departamento Técnico de Mobil tiene a su servicio un moderno laboratorio donde se llevan a cabo los análisis de las muestras de aceite tomadas a las cajas de engranajes.

Para la toma de muestras, Mobil posee los equipos y procedimientos que garantizan que estas sean representativas.

Mediante la inspección del reductor de un molino de cemento se pudo establecer cómo un fenómeno de picadura estaba destruyendo la superficie de los dientes.

Las recomendaciones dadas en el reporte por el Ingeniero de Lubricación (Cambio de viscosidad del aceite y alineación) fueron ejecutadas oportunamente por el cliente, lo cual permitió que en la inspección siguiente (1 año después) se determinara un incremento en la vida útil del reductor, por disminución y control del fenómeno de picadura.

Las pruebas que se realizan a estos aceites son:

- Viscosidad
- Contenido de agua
- Contenido de insolubles
- Oxidación (Análisis infrarrojo)

Ocasionalmente, a criterio del Ingeniero de Mobil, podrían efectuarse las pruebas para determinar contenido de partículas metálicas en el aceite.

Beneficios

- Reducción de los costos de mantenimiento.
- Menor número de paradas no programadas.
- Incremento en la vida útil del equipo.
- Reducción de los costos de lubricación.
- Reducción de costos de inventarios de repuestos.
- Mayor disponibilidad del equipo.

Nuestro equipo de ventas/ingeniería está engranado para ahorrarle dinero.



Mobil