



**REPÚBLICA DE CUBA
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
“Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**EVALUACIÓN DE LUBRICANTE PARA LA
LUBRICACIÓN DE LA MÁQUINA A DIESEL RUSKY
CON EL EMPLEO DE NORMA ISO 7902**

**TRABAJO DE DIPLOMA PRESENTADO EN OPCIÓN AL TÍTULO
DE INGENIERO MECÁNICO**

**AUTOR:
OSMEL LONDRES LONDRES**

**TUTOR:
ING. MURPIS POMPA LARRAZÁBAL**

**“AÑO 54 DE LA REVOLUCIÓN”
MOA, 2012**



DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Osmel Londres Londres

Autor de este Trabajo de Diploma y el tutor profesor Ing. Murpis Pompa Larrazabal.

Certificamos su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa y a la Empresa Puerto de Moa, con la cual puede hacer uso del mismo en la finalidad que estime conveniente.

Firma de Osmel Londres Londres.
Diplomante

Ing. Murpis Pompa Larrazabal
Tutor



PENSAMIENTO

.....Siempre mediremos, por encima de todo un técnico y un científico no por sus conocimientos, sino por el grado de humildad y modestia con que se sea capaz de aportar sus conocimientos. El espectáculo de lo grande temple el espíritu para la producción de lo grande...Que la enseñanza científica vaya como la sabia en los árboles, de la raíz al tronco.

Fidel Castro Ruz.



AGRADECIMIENTOS

En especial a mis hijas que fueron el motivo de inspiración para el comienzo del curso de mi carrera.

A mi madre por el interés indulgente que ha demostrado en el transcurso de mi carrera, a mis hermanos por todo el apoyo que me dieron, y toda mi familia, y de forma general a aquellos que han hecho posible la realización de este trabajo.

Agradezco con todo mi corazón al profesor auxiliar, Ing. Murpis Pompa Larrazabal por haber creído en mí y en la trascendencia de este trabajo, por su calidad humana, por su hospitalidad y sencillez, ética y moral, por el invaluable apoyo que de él recibí.

A mi compañera de vida, mi eterna gratitud por sus palabras de aliento y el gran apoyo que me brindo, así como por su constante preocupación durante la realización de mi carrera.

A todos mis profesores, que han hecho posible la realización de este trabajo, por haber colaborado en mi formación profesional. Por su amistad y confianza.

A todos los que han tenido que ver directa o indirectamente con la realización de este sueño; a todos, mis más sinceros agradecimientos.

A todos muchas gracias.

Osmel Londres Londres.



DEDICATORIA

- En especial a mis hijas que fueron el motivo de inspiración en el curso de la carrera.
- A mi madre por su exigencia y desvelo para que este sueño se hiciera realidad.
- A mis hermanos por su amor y abnegación.
- A mí compañera y amiga Anicia por su gran apoyo y constancia.
- A mi tutor Ing. Murpis Pompa por su incondicional apoyo todo el tiempo.
- A mis profesores por su contribución a mi formación profesional.
- A mis compañeros de estudio (Yurisleydis, Monchi, Israel, Alexander) y amistades por su constante preocupación.



SÍNTESIS

En la empresa Puerto Moa el motor marino a Diesel Rusky cómo fuente principal de energía en la propulsión del remolcador Mar del Coral I, viene mostrando carencias en su operación, con constantes irregularidades en su estructura y la concepción de su lubricación, alto consumo por pérdidas de aceite lubricante por el escape del motor, paradas imprevista que a su vez dejan sin efecto las maniobras de entrada, atraque, desatraque, salida y custodia de buques; así mismo en salvamento y logística, de avituallamiento a embarcaciones en alta mar. Proporcionado pérdidas económicas a la empresa por estadía en muelle de las embarcaciones extranjeras. Se decide el estudio de del aceite lubricante DISOLA M4015 SAE40 para ser empleado en la lubricación del motor marino a Diesel Rusky aplicando el método indicado en el documento técnico de la norma ISO 7902 (1998).



ABTRACTS

At the company Puerto Moa the marine motor to Diesel Rusky how principal source of energy in the propulsion of the tow truck Coral Sea I, he comes showing scarcities in his operation, with constant irregularities in his structure and the conception of his lubrication, height consumption for losses of lubricant oil for the escape of the motor, unforeseen stops that in turn they leave the entrance maneuverings, laying up without effect, cast off, exit and custody of ships; Likewise in rescue and logistics, of provisioning to boats out at sea. Provided economic losses to the company for stay at dock of foreign boats. The study is decided of lubricating oil DISOLA M4015 SAE40 to be employed in the lubrication of the marine motor to Diesel Rusky applying the method indicated in the standard's technical document ISO 7902 (1998).



TABLA DE CONTENIDOS

CONTENIDO	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1. MARCO TEORICO CONCEPTUAL	8
1.1 Introducción	8
1.2 Peculiaridades de los motores Diesel marinos	9
1.2.1 Tipos de motores Diesel marinos empleados para buques	11
1.2.2 Aplicaciones de motores Diesel marinos en buques	12
1.2.3 Ventajas y desventajas de los motores Diesel marinos	14
1.3 Motor Diesel marino de dos tiempos utilizados en buques	15
1.3.1 Motores Diesel marinos de baja velocidad que operan en buques	16
1.4 Lubricación de motores Diesel marinos	17
1.4.1 Tipos de lubricación en los motores Diesel marinos	19
1.4.2 Sistemas de lubricación aplicados a motores Diesel marinos	24
1.4.3 Clasificación de los sistemas de lubricación	24
1.5 Lubricación por circulación forzada en motores Diesel marinos	25
1.6 Funciones de los aceites en los motores Diesel marinos	27
1.6.1 Exigencias para los aceites utilizados en motores Diesel marinos	27
1.6.2 Selección de los lubricantes para motores Diesel marinos	28
1.6.3 Sustitución de un lubricante por otro en motores Diesel marinos	30
1.7 Sistemas de refrigeración de los motores Diesel marinos	31
1.8 Causas del estado técnico en motores Diesel marinos. y síntomas del	32



empeoramiento	
1.9 Dinámica del fenómeno de desgaste	33
1.9.1 Mecanismos del desgaste	34
1.9.2 Tipos de desgastes	36
1.9.3 Factores que definen el desgaste	38
1.10 Fenómeno de desgaste en motores Diesel marinos	40
1.11 Materiales usados en la fabricación de motores Diesel marinos	42
Conclusiones parciales del capítulo 1	43
CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS	45
2.1 Introducción	45
2.2 Materiales y equipos utilizados en las mediciones	45
2.3 Esquema del sistema de lubricación	47
2.3.1 Como seleccionar el aceite de lubricación	49
2.4 Evaluación de aceite para cojinetes de deslizamiento	50
2.5 Método de cálculo	53
2.5.1 Determinación del espesor de la película de lubricante	56
2.6 Método de cálculo del par tribológico	60
2.6.2 Comprobación de la capacidad de carga del cojinete	58
2.6.3 Determinación del calor disipado por convección	60
Conclusiones parciales del capítulo 2	64
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	66
3.1 Introducción	66



3.2 - Análisis de la composición química del aceite	66
3.3 Resultados obtenidos para el par tribológico	67
3.4 Valoración económica	70
3.5 Impacto medio ambiental	72
3.6 Conclusiones parciales del capítulo 3	74
CONCLUSIONES GENERALES	76
RECOMENDACIONES	78
BIBLIOGRAFÍA	80
ANEXOS	



INTRODUCCIÓN

La teoría de lubricación hidrodinámica isotérmica es extensamente utilizada para determinar el comportamiento de cojinetes hidrodinámicos. No obstante, a medida que se van incrementando las necesidades desde el punto de vista tecnológico, las condiciones de operación se hacen más severas. Esto implica mayor carga unitaria y velocidad de rotación, ocasionando que la temperatura del fluido lubricante varíe notablemente como consecuencia de la disipación de energía por efectos viscosos y, también, por el intercambio térmico con el exterior del dispositivo. Dado que las propiedades del fluido son funciones de la temperatura (fundamentalmente la viscosidad), cuanto más severas sean las condiciones de operación de un cojinete, menos certera será la predicción de su funcionamiento utilizando la hipótesis de flujo isotérmico (Durany *et al.*, 2006). Por ende, se necesita la solución en conjunto de los balances de cantidad de movimiento, masa y energía para poder obtener los perfiles de presión y temperatura.

La lubricación hidrodinámica ocurre cuando existen dos superficies deslizantes en medio de las cuales se tiene un fluido lubricante que las mantiene separadas e impide su contacto gracias al campo de presiones generado por el flujo (Vignolo *et al.*, 2009). La Teoría de Lubricación ha permitido el tratamiento de numerosos problemas tecnológicos relacionados con la lubricación de cojinetes. Dicha teoría se expresa mediante la ecuación bidimensional de Reynolds, que modela el comportamiento de una delgada película de fluido, teniendo en cuenta una dirección preferencial de desplazamiento. De esta manera, el problema se reduce a la determinación del campo de presiones en el fluido (Girón y Cortínez, 2003).



La teoría de la lubricación hidrodinámica surge del estudio del flujo del lubricante dentro del cojinete. Para ello, es necesario resolver los balances de cantidad de movimiento, masa y energía del fluido. La complejidad del sistema de ecuaciones resultante hace que sólo se conozcan soluciones analíticas a situaciones idealizadas de geometría y lubricante (S.M. Chun, 2004; Vignolo et al., 2007).

Los cojinetes son componentes fundamentales de un sinnúmero de máquinas de muy distinta potencia usadas en las más diversas aplicaciones (Pinkus, 1961; Hamrock et al., 2004). Conocer y entender el comportamiento de los cojinetes en función del tipo de sollicitación a la que son sometidos, el lubricante utilizado y las condiciones de trabajo puede ser útil tanto en la etapa de diseño como en el análisis de fallas. Su principio de operación se basa en la presión generada por el fluido lubricante que mantiene separadas a las superficies sólidas en movimiento relativo (eje y cojinete). La descripción físico-matemática de este fenómeno lleva usualmente a una ecuación diferencial de segundo orden en derivadas parciales conocido como ecuación de Reynolds. Si bien existen modificaciones a la ecuación de Reynolds para que pueda aplicarse a situaciones más generales como el empleo de fluidos no Newtonianos, superficies rugosas, etc., la incorporación de escenarios reales se torna sumamente dificultosa por dos motivos principales. El primero es que la ecuación es independiente del espesor de la película fluida, por lo que se necesita a priori el conocimiento de las variables integradas en dicho espesor (Vignolo et al., 2008). El segundo es que la solución de situaciones más realistas implica la aplicación de técnicas complejas de perturbación o métodos computacionales (Vignolo et al., 2007).



Los grandes desarrollos en esta materia permiten formar películas más eficientes y resistentes al desgaste, con menores esfuerzos a la cizalladura que conllevan a reducir el desgaste en los mecanismos y el consumo de energía. Mediante el estudio adecuado de los diferentes tipos de películas lubricantes que se forman en los mecanismos y la selección correcta del lubricante es factible lograr sistemas más productivos en las empresas que permitan no solamente competir sino también disminuir los altos niveles de contaminación a los cuales estamos expuestos hoy en día los seres humanos.

Se utilizan los balances de cantidad de movimiento integrados en el balance de masa, obteniendo la conocida ecuación de Reynolds. En ella, la presión es constante en el espesor de la película fluida, por lo que el problema se reduce a dos dimensiones (para el proceso isotérmico) (Vignolo *et al.*, 2009). Existen soluciones analíticas de la ecuación de Reynolds para casos sencillos, pero para obtener resultados de situaciones más realistas debe recurrirse al empleo de técnicas numéricas de resolución de ecuaciones diferenciales parciales.

Los cojinetes utilizan un fluido lubricante para reducir la fricción entre las superficies móviles. Evaluar la conveniencia del empleo de un lubricante en un cojinete en condiciones de lubricación hidrodinámica, de forma teórica, exige un procedimiento complejo y la bibliografía disponible propone formas diversas. Al enfrentarse a la valoración del beneficio de mantener el mismo aceite en un cojinete que ha sido reparado, al cual se le han modificado sus dimensiones, se opta por el estudio y aplicación de la norma ISO 7902 (1998). “*Hydrodynamic plain journal bearing under steady-state conditions – Circular cylindrical bearings*”, elaborada por el comité técnico ISO-123/SC 4.



La **Situación Problemática** de la investigación la constituye:

En la empresa Puerto Moa el motor marino a Diesel Rusky como fuente principal de energía en la propulsión del remolcador Mar del Coral I, viene mostrando carencias en su operación, con constantes irregularidades en su estructura y la concepción de su lubricación, alto consumo por pérdidas de aceite lubricante por el escape del motor, paradas imprevista que a su vez dejan sin efecto las maniobras de entrada, atraque, desatraque, salida y custodia de buques; así mismo en salvamento y logística, de avituallamiento a embarcaciones en alta mar. Proporciónando pérdidas económicas a la empresa por estadía en muelle de las embarcaciones extranjeras.

Unido a la concentración en el aceite de partículas sólidas y metálicas, por encima del máximo permisible, para el mecanismo lubricado, que dieron lugar a que se incrementará el desgaste erosivo y abrasivo en dichos mecanismos, reduciendo ostensiblemente su vida de servicio y la inexacta manipulación de las especificaciones técnica del aceite lubricante marino utilizado, ocasionaron 2880 horas de interrupciones por roturas, afectándose la producción en la empresa y el entorno marino por el derrame de aceite y residuos.

Ya en la reparación del motor marino a Diesel Rusky, se alcanzó prestar atención al desgaste en las partes móviles y cojinetes, que sirven de apoyo al cigüeñal. Concluyéndose evaluar con más profundidad esta eventualidad y entender la necesidad inmediata de la utilización de un nuevo aceite lubricante marino que cumpla con las especificaciones técnicas del calificado por el fabricante en el manual del motor, que responda a asentar condiciones de lubricación hidrodinámica.



A partir de las deficiencias antes expuestas el **problema** a investigar lo constituye:

¿Cómo evaluar el empleo de un aceite lubricante marino para lubricar el motor a Diesel Rusky en condiciones de lubricación hidrodinámica, de forma teórica, si exige un procedimiento complejo y la bibliografía disponible propone formas diversas?

Como **objeto de la investigación** se establece: Aceites lubricantes marinos para máquinas marinas.

El **campo de acción** donde se desarrolla la investigación es: Evaluación de lubricantes marinos para motor a Diesel Rusky.

Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente **hipótesis**:

Es posible evaluar el empleo de un aceite lubricante marino para la lubricación del motor a Diesel Rusky, aplicando el método de cálculo de cojinetes hidrodinámicos con separación completa del árbol y las superficies de deslizamiento por una película de lubricante detallado en la norma ISO 7902 (1998).

En correspondencia con la hipótesis planteada, se define como **objetivo general**:

Evaluar sí aceite lubricante marino DISOLA M4015 SAE40 puede ser utilizado para lubricar el motor marino a Diesel Rusky en función de sus propiedades tribológicas, y la influencia de los factores involucrados que limitan la formación de la película de lubricante.

Objetivos específicos

1. Definir los aspectos teóricos y experimentales relacionados con la lubricación hidrodinámica en motores marinos a Diesel, tomando en cuenta todas las consideraciones tribológicas posibles.



2. Examinar las exigencias técnicas debe desempeñar el aceite lubricante marino en la lubricación del motor a Diesel Rusky, y seleccionar el que responda a establecer las condiciones de lubricación descritas por el fabricante.
3. Establecer el comportamiento del aceite lubricante marino DISOLA M4015 SAE40 de acuerdo a las condiciones de operación en un motor a Diesel Rusky, y evaluar la validez de su utilización.

Para lograr el cumplimiento de los objetivos propuestos, se plantea el siguiente **sistema de tareas**:

1. Realizar una búsqueda bibliográfica y sistematizar las teorías relacionadas con el objeto de estudio.
2. Concretar los aspectos teóricos y experimentales relacionados con la lubricación hidrodinámica.
3. Identificar las exigencias técnicas del aceite lubricante marino en la lubricación del motor a Diesel Rusky.
4. Determinar el comportamiento del aceite lubricante marino DISOLA M4015 SAE40 para las condiciones de operación en un motor a Diesel Rusky.
5. Análisis y discusión de los resultados.
6. Valoración económica y de impacto medioambiental.
7. Entrega y defensa exitosa del trabajo.

Los resultados de este trabajo se presentan en una introducción, tres capítulos, conclusiones y recomendaciones.



CAPÍTULO 1. MARCO TEORICO CONCEPTUAL

1.1 Introducción

El diseño de cojinetes hidrodinámicos es de suma importancia para el desarrollo de máquinas marinas. En su forma más elemental, un cojinete consta de un eje que gira (muñón) contenido dentro de un cilindro de ajuste estrecho (cojinete), cuyas superficies están separadas por una pequeña película de lubricante. De esta manera, al evitar el contacto, estos cojinetes funcionan con desgaste nulo y logran, en teoría, una vida útil infinita. Asimismo, estos cojinetes presentan otras dos cualidades igualmente importantes: consumen poca potencia y tienen la capacidad de amortiguar cargas dinámicas en una amplia gama de condiciones.

Adicionalmente, conocer la capacidad de carga de un cojinete permite garantizar adecuadas condiciones de explotación y un mantenimiento de calidad a las máquinas marinas. El estudio de los elementos que afectan la capacidad de trabajo de los cojinetes es indispensable para realizar actividades de acondicionamiento y reingeniería en los apoyos.

En **objetivo** de este capítulo es:

Establecer estado actual de las teorías de los motores marinos a Diesel, así como las características fundamentales relacionados con la lubricación y los aceites lubricantes marinos.

1.2 Peculiaridades de los motores Diesel marinos

Los motores Diesel marinos son máquinas eficientes y económicas que son ampliamente usadas para el transporte marino.

Los motores Diesel marinos son máquinas impulsadas por el combustible quemado dentro de sí mismas. El tipo más común de estos motores es el de pistón recíprocante (Figura 1). Este consiste básicamente de un bloque de metal robusto al cual se le han abierto un número de huecos para formar los cilindros del motor. Cada cilindro contiene un pistón que se mueve hacia arriba y hacia abajo. El pistón hace un ajuste con su cilindro por anillos resortados de metal, conocidos como anillos del pistón, los cuales lo circundan (Figura 2). El combustible es quemado con aire dentro del cilindro para producir gases que fuerzan el pistón a bajar. El pistón está conectado por una biela a un cigüeñal, de tal forma que el pistón al bajar lo hace girar.

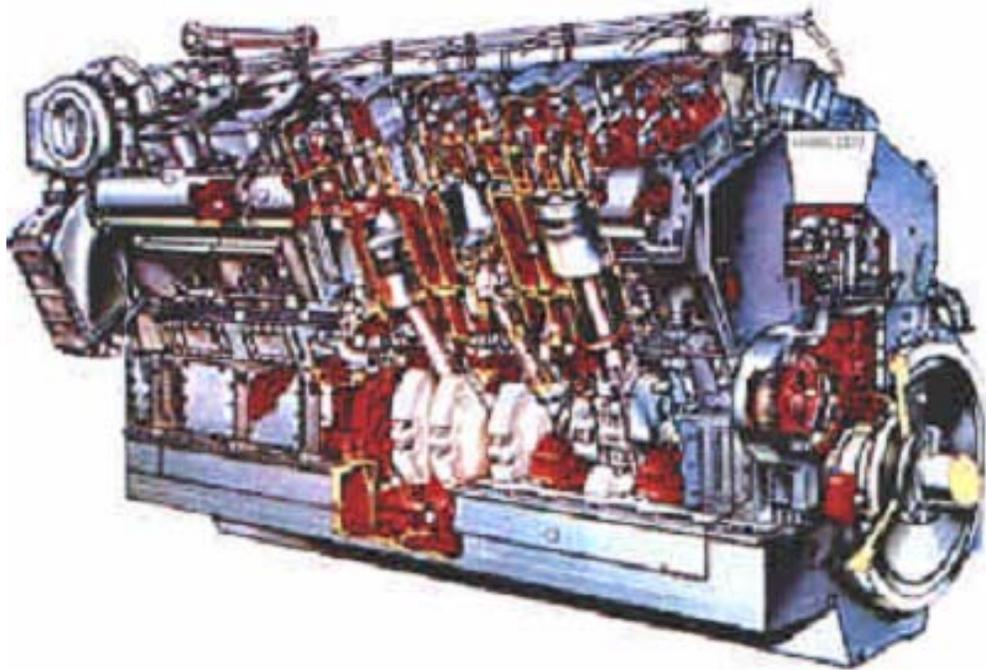


Figura 1.1 Motor de pistón recíprocante

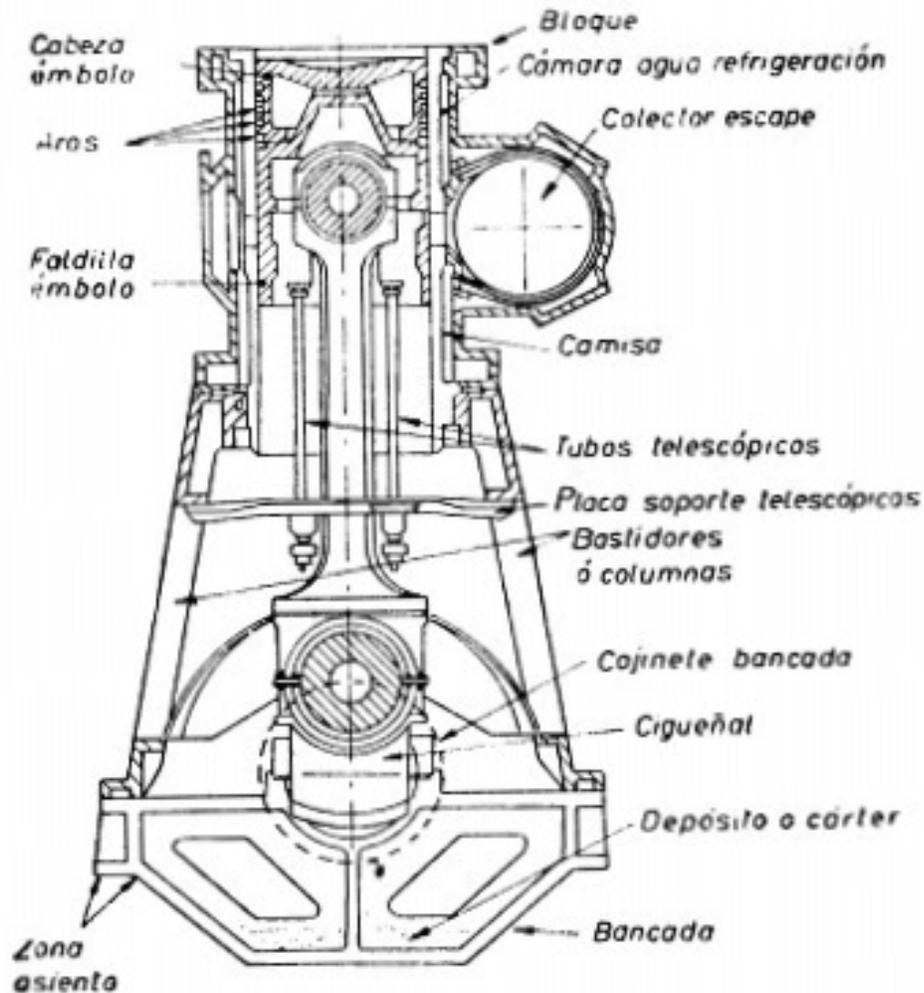


Figura 1.2 Sección transversal de un motor de dos tiempos

Un motor Diesel marino se diferencia de un motor Diesel automovilístico en que se necesita que funcione a distintos ángulos de la vertical, en malos tiempos y a velocidades variables avante y atrás. La primera exige que las tuberías de aspiración de petróleo y de agua estén dispuestas de tal modo que la aspiración de la bomba no quede al descubierto en ningún momento debido al movimiento del buque, y la segunda necesita dos circuitos diferentes para el vapor y el agua de alimentación (Lluch, 1967).



Estos tipos de motores han ido ganando puesto contra todo tipo de motores destinado a la propulsión de barcos hasta el extremo de que hoy es el dueño y señor de la tracción marina. Las potencias alcanzadas con este tipo de motores han llegado a los 34 000 kW para el año 1967, lo que pueden dar una idea de sus grandes posibilidades hoy en día. Sin embargo los motores Diesel aplicados a la navegación tienen que resolver sus propios problemas. Las grandes potencias que llegan sólo pueden alcanzarse con motores de dimensiones extraordinarias, de gran capacidad de embolada y escaso número de revoluciones por minuto. La propulsión que se ha de realizar, debe ser tal que permita la marcha hacia atrás para hacer las maniobras. Por otra parte el motor ha de tener una seguridad absoluta de funcionamiento de modo que hay que controlar todos los circuitos de refrigeración, aceite, etc.

1.2.1 Tipos de motores Diesel marinos empleados para buques

En un motor Diesel marino el ciclo teórico de su trabajo está caracterizado porque la combustión de la mezcla de combustible se efectúa a presión constante y mediante el calor facilitado por la compresión del aire en el interior del cilindro.

Según como estos realizasen este ciclo, prevalece una clasificación general de los motores marinos en dos grupos fundamentales, cada uno de ellos con una aplicación específica (Lluch, 1967):

1. Motores de dos tiempos: Efectúan un ciclo completo de trabajo en una vuelta del eje. Motor Diesel de gran tamaño y de velocidad de operación baja. En este caso se utiliza el motor con cruceta y sin cruceta.



2. Motores de cuatros tiempos: Efectúan un ciclo completo de trabajo en dos vueltas del eje. Motor Diesel de velocidad operacional mediana o alta. Dentro de esta clasificación se encuentra el motor con cruceta y sin cruceta.

Los motores Diesel marinos del ciclo de cuatro tiempos son ampliamente empleados en el transporte marino, aunque los motores de dos tiempos son relativamente comunes.

1.2.2 Aplicaciones de motores Diesel marinos en buques

Hasta 1912 el motor Diesel se había aplicado sólo a pequeñas embarcaciones y se tenían dudas de que pudiera dar buen resultado. Sin embargo las dudas se aclararon cuando se pudieron comprobar los resultados. Desde entonces el motor Diesel fue ganando puesto contra todo tipo de motores destinado a la propulsión de buques hasta el extremo de que hoy es, prácticamente, el dueño y señor de la tracción marina. Las potencias alcanzadas con este tipo de motores han llegado a los 69 378 kW, lo que puede dar una idea de sus grandes posibilidades.

Mencionar a los motores marinos o motores Diesel marinos viene a ser la misma cosa por el gran campo de aplicación que la tracción Diesel tiene en el área marítima. Según Lluch (1967), sus aplicaciones más típicas son como:

1. Fuente de energía principal para propulsión de buques.
2. Unidad auxiliar para la generación de energía eléctrica.
3. Unidad auxiliar de lucha contra incendio y ayuda a terceros (Moto bombas).

Autores como Kowalski y Zaczen (2000), distinguen que los motores Diesel marinos son máquinas eficientes y económicas en su operación, razón por la cual son ampliamente usadas para el transporte marino y ha habido un gran interés en su



desarrollo, y en consecuencia, su crecimiento durante los últimos años ha sido muy acelerado.

Mundialmente se emplea indistintamente el motor de dos o cuatro tiempos para todos los fines, aunque hoy día se ha impuesto el motor de dos tiempos en las grandes potencias, generalmente para la propulsión de buques, en este caso, motores de bajo número de revoluciones ($125 \div 350$ r/min) y de gran carrera de embolada, circunstancia que favorece el funcionamiento de la hélice, cuanto más despacio ella gire, más alto su rendimiento.

Para pequeñas y medianas potencias se emplea en la marina el motor de cuatro tiempos, normalmente destinados al movimiento de aparatos auxiliares, tales como grupos electrógenos, compresores, bombas, etc., siendo en ocasiones más revolucionados ($400 \div 1000$ r/min), lo que se adapta a las necesidades de marcha de esta clase de aparatos.

Consideran Kowalski y Zaczen (2000), que los motores Diesel marinos aplicados para la navegación tienen que resolver sus propios problemas. Por una parte las grandes potencias a que llegan sólo pueden alcanzarse con motores de dimensiones extraordinarias, de gran capacidad de embolada y escaso número de revoluciones por minutos. Por la otra ha de tener seguridad absoluta de funcionamiento de modo que hay que controlar todos los criterios de circuitos de refrigeración y lubricación por aceite, etc.

En la literatura no queda claro qué motor es mejor para un determinado cometido, si el de dos o el de cuatro tiempos, pues ambos presentan sus ventajas e inconvenientes, haciendo difícil su elección.



1.2.3 Ventajas y desventajas de los motores Diesel marinos

El gran desarrollo de los motores Diesel marinos se debe a una serie de características que los colocan en favorable ventajas frente a otros motores, entre las cuales cabe destacar:

1. Alta posibilidad de utilizar diferentes tipos de combustibles, en particular líquidos de elevado poder calórico, característica de gran importancia en automoción, porque condiciona la autonomía del buque.
2. Rendimientos térmicos aceptables, con valores dependientes del tipo de motor y de sus condiciones operativas, que raramente sobrepasan el 50 % de la energía disponible en el combustible.
3. Disponibilidad de una amplia gama de potencias que en la actualidad abarcan desde 0,1 hasta 69 378 kW.
4. Gran cantidad de disposiciones constructivas, que permiten adaptar los motores a los usos más diversos.
5. Son más económicos de operar. No solo su combustible es más barato que, sino que además su combustible es quemado más eficientemente. La combinación de economía y confiabilidad es la razón principal para el amplio uso de los motores Diesel.

A pesar del desarrollo alcanzado en los motores Diesel marinos estos también tienen características que lo colocan en desventaja frente a otros motores, entre las cuales cabe destacar:

1. Son generalmente más difíciles de encender en frío y presentan una aceleración más pobre con respecto a otros tipos de motores.



2. Tienden a operar a menores velocidades y comparados con otro tipo de motores de la misma cilindrada son incapaces de generar la misma potencia.
3. Operan con menos suavidad y más ruidosamente que otros tipos de motores especialmente a bajas velocidades y bajo cargas livianas.
4. Los costos de fabricación del motor Diesel tienden a ser mayores que los otros tipos de motores, principalmente por su construcción robusta, necesaria para soportar las altas presiones dentro de él.

1.3 Motor Diesel marino de dos tiempos utilizados en buques

Los motores marinos, en su mayoría operan en dos tiempos pudiendo emplear como combustible gasóleo o fuelóleo (figura 1.3), en el caso del motor diesel y gas natural, normalmente en el caso del motor Otto. En su caso completa el ciclo del proceso en una revolución del cigüeñal, pasando por las mismas etapas del ciclo termodinámico como admisión, compresión, expansión y escape de un motor de cuatro tiempos. Estos motores alternativos, a diferencia de los motores de cuatro tiempos, no requieren de válvulas de admisión y pueden tener, o no, válvulas de escape; reduciendo considerablemente el número de piezas móviles; siendo su construcción más compacta (Pulkrabek 1997, Woodyard et al. 2004).

En los motores de dos tiempos el consumo de combustible es usualmente superior a bajas revoluciones respecto al de cuatro tiempos, siendo por ello el principal candidato como generador de energía mecánica para la propulsión de un buque (Soler, 2010). Otra diferencia constructiva importante es el hecho que en estos motores el cárter es hermético ya que se utiliza para la admisión de la mezcla.

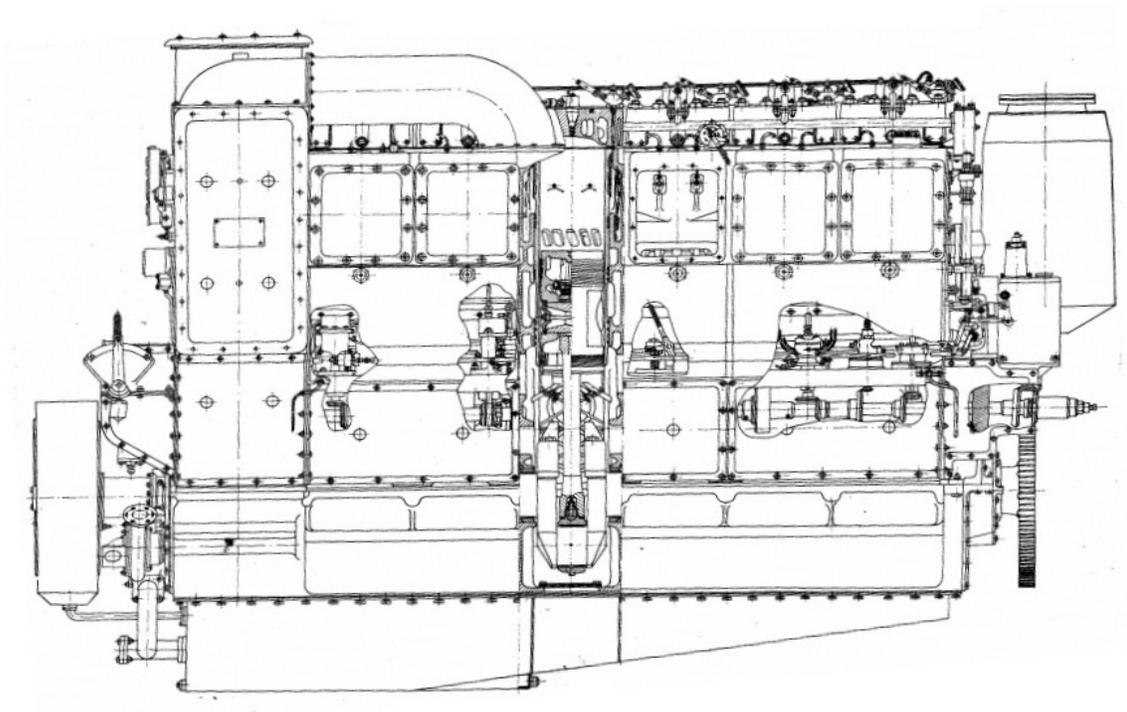


Figura 1.3 Motor diesel marino 6D 30/50-4-3-3 RUSKY

Shell (2010), plantea que el consumo de lubricante un motor de dos tiempos tiende a tener mayor consumo de aceite lubricante que el motor de cuatro tiempos, consecuencia de las altas temperaturas que se generan durante cada tiempo del ciclo de dos tiempos y promueve la degradación del aceite lubricante.

1.3.1 Motores Diesel marinos de baja velocidad que operan en buques

Los motores Diesel de baja velocidad, tales como los usados para mover buques, operan a velocidades por debajo de 750 r/min. Generalmente utilizan combustibles menos refinados que tienen contenidos de azufre de 3% o más (Shell, 2010).

Casi todos los motores de baja velocidad operan en ciclos de dos tiempos. Sus cilindros pueden tener diámetros que oscilan entre 700 mm y 1060 mm y tiene salidas de



potencias para las máquinas más grandes, de 3355 kW por cilindro de un total de 40 260 kW para un motor de 12 cilindros (Pulkrabek 1997, Woodyard et al. 2004).

Autores como Pulkrabek (1997) y Woodyard et al. (2004), destacan que estos motores tienen lubricadores separados por cilindro y requieren aceites con alta reserva alcalina para controlar la corrosión de los anillos del pistón y cilindros que sería causada por los ácidos fuertes formados de la combustión de combustibles con alto contenido de azufre.

Hasta tres cuartas partes de la energía producida por el motor diesel de dos tiempos es convertida en calor en lugar de potencia. En la mayoría de los motores este calor es disipado por medio de un sistema de refrigeración con agua. Algunos motores más pequeños son refrigerados con aire,

1.4 Lubricación de motores Diesel marinos

La lubricación es fundamental para prolongar la vida del motor y reducir los costos operacionales, pues de fallar esta, en tan sólo breves minutos, quedaría inutilizado. De ahí pues, la constante atención que ha de prestarse al circuito de lubricación (figura 1.4).

Oro et al. (2007), distinguen que los motores marinos son sin duda una de las máquinas cuya lubricación presenta mayores obstáculos, a causa de que se produce en un ambiente extremadamente hostil, frecuentemente por períodos prolongado durante su operación.

Adonde el aceite lubricante alcanza temperaturas desde 373 °K en el cárter hasta 573 °K en los anillos del pistón y cuando entra en la cámara de combustión está expuesto a temperaturas, aún, más elevadas; constantemente agitado y mezclado con aire, agua y otros contaminantes.

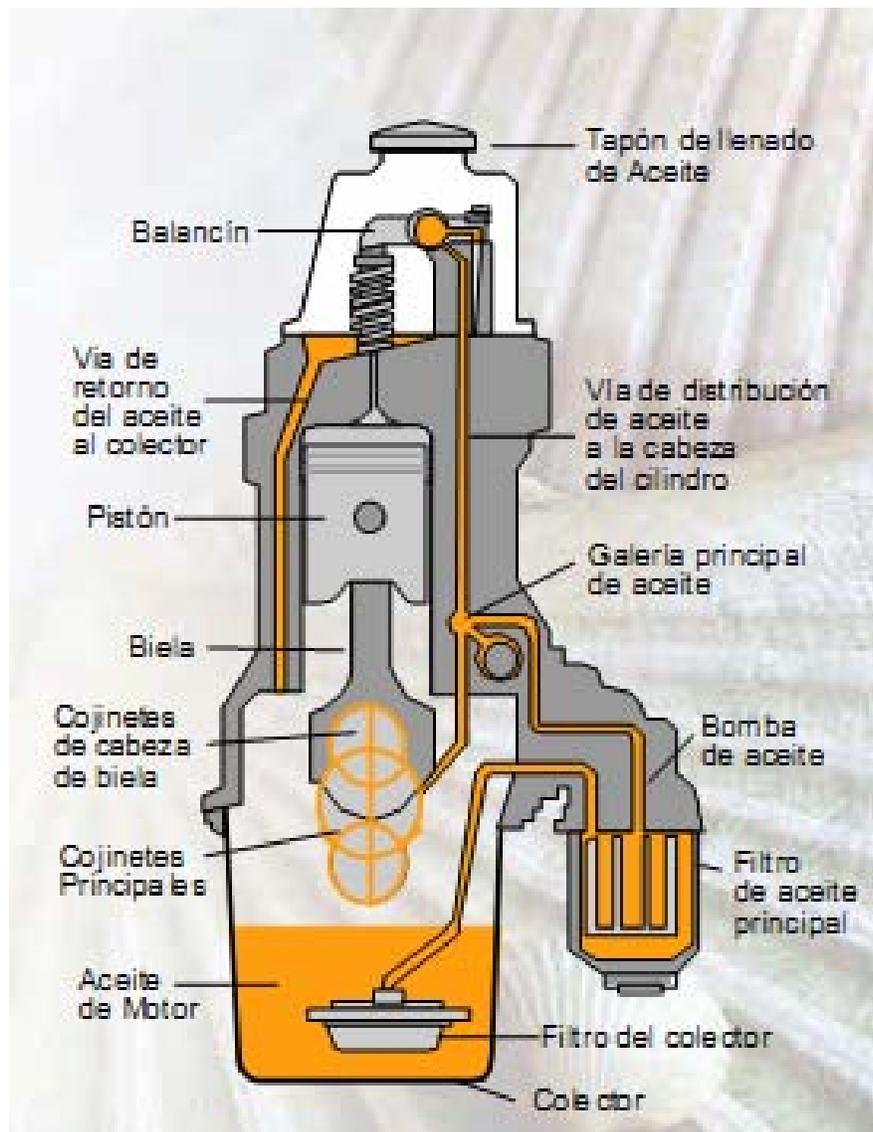


Figura 1.4 Lubricación del motor Diesel marino

Otro autor como Oca (2009), expone que la lubricación de motores marinos está regida por los problemas que se manifiestan, como lo son: el aceite lubricante debe soportar las cargas pesadas transportadas entre las partes en movimiento, la formación de depósitos provenientes del aceite y de la combustión del petróleo, que cada vez es menos refinado, y la oxidación parcial del aceite.



De ahí que, la lubricación de los motores marinos se considera una actividad difícil de reconciliar con los estrictos requisitos sobre el aceite lubricante impuestos durante la marcha del motor. Sin embargo, es una actividad técnica inevitable que, si se realiza en el momento adecuado y en la forma correcta, para evitar el excesivo desgaste y el sobrecalentamiento que puede producir la fricción metálica, además de reducir los gastos por reparaciones, y de paradas no programadas. Asimismo como la acción del lubricante es disminuir la resistencia, con esto se requiere un mínimo de fuerza para lograr movimiento, lo que permite un considerable ahorro de energía; conforme a las normas de calidad aplicables.

Conjuntamente el aceite lubricante permite conservar los motores marinos trabajando suave y silenciosamente, evitando los movimientos erráticos de sus elementos y reduciendo en forma considerable el ruido.

Debido a que la lubricación disminuye la fricción, ésta ahorra energía y reduce el desgaste. Sin embargo, aún el mejor lubricante, nunca podrá eliminar la fricción completamente. Según Shell (2010), en el motor de un buque eficientemente lubricado, casi el 20% de la energía generada es usada para superar la fricción.

1.4.1 Tipos de lubricación en los motores Diesel marinos

El efecto de la capacidad lubricante del aceite durante la fricción, se define por diferentes mecanismos, fundamentados sobre la base de dos tipos de efectos: 1- Volumétrico y 2- Superficial (Álvarez, 1999).

Los efectos volumétricos garantizan la fricción fluida y los mismos se definen por las propiedades físicas de los aceites: Densidad; Viscosidad; Índice de viscosidad; Oleosidad.



Los efectos superficiales, garantizan la lubricación límite y se definen por las propiedades físico – químicas de los aceites, es decir, su capacidad de absorción sobre la superficie y de desprenderse de esta a través de reacciones químicas.

De acuerdo con los criterios de Delgado (2006), en la lubricación de los elementos de máquinas en los motores marinos se pueden distinguir diferentes regímenes de lubricación en dependencia de: la carga normal a las superficies, la velocidad de deslizamiento entre los cuerpos, la microgeometría superficial, las propiedades de los lubricantes utilizados, la temperatura de trabajo y la forma geométrica de los cuerpos en contacto.

Garantizar que el aceite lubricante llegue a todas las articulaciones de motor y fluya a ellas con la debida cantidad y presión, siempre mejora la suavidad del movimiento de una superficie sobre otra. En función de cómo la película de lubricante separe las superficies en contacto durante el ciclo operacional del motor, esto puede ser logrado en una variedad de formas (Figura 1.5). De acuerdo con Lluch (1967), los diferentes tipos de lubricación que han sido identificados son:

1. Lubricación hidrodinámica o lubricación de película gruesa.
2. Lubricación mixta o de película delgada.
3. Lubricación límite.

De acuerdo con los criterios de Herrera (2002), la lubricación más eficiente, es la hidrodinámica (Figura 1.6). Alcanza cuando las dos superficies móviles estén completamente separadas por una película de lubricante. Solo que el espesor de la película de aceite depende principalmente de la viscosidad del lubricante, una medida de su espesor o la resistencia a fluir

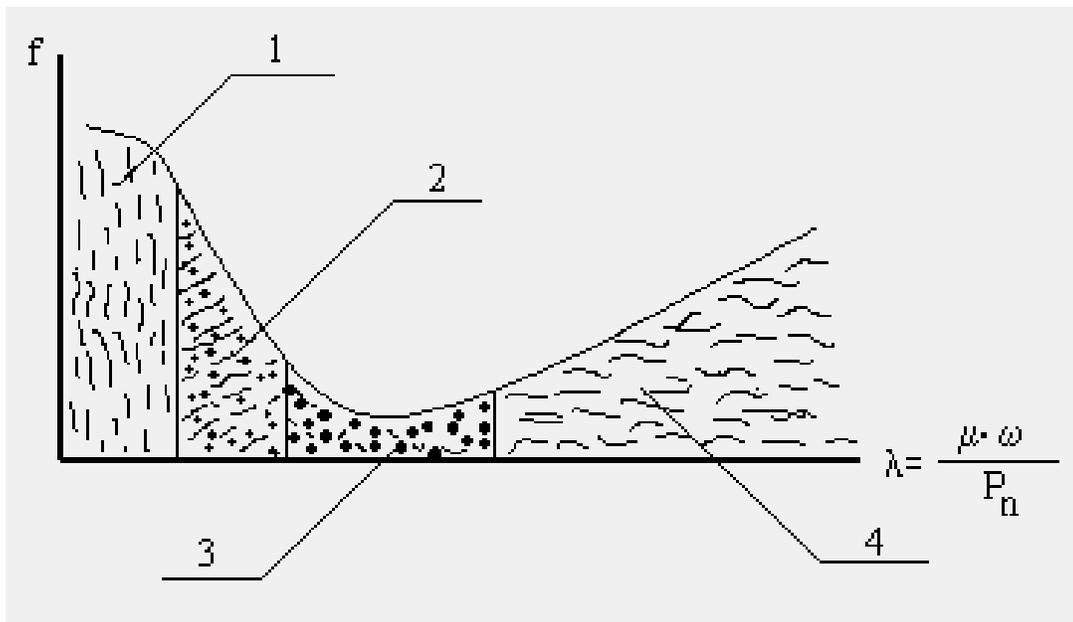


Figura 1.5 Regímenes de lubricación

1.- Lubricación Limite. 2.- Lubricación Mixta. 3 y 4.- Lubricación Hidrodinámica

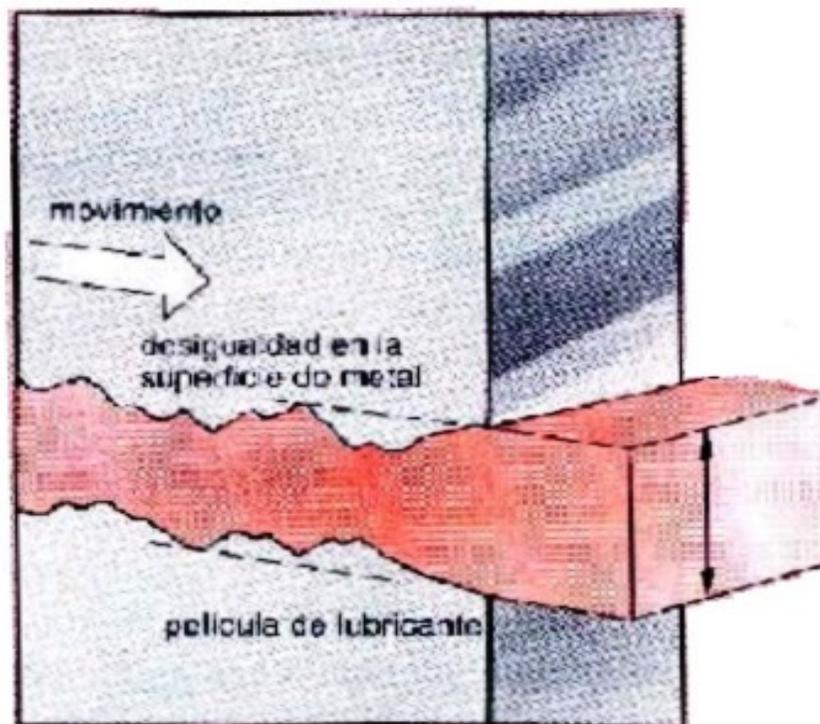


Figura 1.6 Lubricación hidrodinámica



El aceite lubricante es independiente para el funcionamiento de cualquier tipo de motor (Luch, 1967). Por ello al introducirlo entre dos superficies actúan varios factores que influyen en la formación de la película de aceite y por lo tanto en la eficiencia de la lubricación. En estos se incluyen (Shell, 2010):

- La viscosidad adecuada del lubricante.
- Diseño del motor.
- Flujo del lubricante.
- El movimiento relativo de las superficies.
- La carga.

De todos estos factores sin quitarle importancia a los otros, la propiedad más importante requerida para motores Diesel marinos es una viscosidad adecuada. El aceite lubricante debe ser lo suficientemente viscoso para mantener una lubricación efectiva a las velocidades, cargas y temperaturas a las que opera el motor. También debe proveer una película sellante y no tan viscoso que disminuya la eficiencia del motor.

Delgado (2006), plantea que se evita el contacto metal - metal entre las partes móviles del motor. En todas estas partes móviles la lubricación debe ser hidrodinámica excepto entre los anillos del pistón, las cajeras del pistón y la pared del cilindro donde existe tanto lubricación hidrodinámica como límite. Ambos tipos de lubricación se presentan en una revolución completa del árbol cigüeñal.

La existencia de los diferentes regímenes de lubricación también se establece en función del parámetro adimensional “ λ ” conocido como coeficiente de espesor de película relativo el cual se determina según la siguiente relación.



$$\lambda = \frac{h_{\min.}}{(R_{a1}^2 + R_{a2}^2)^{0.5}} \quad (1.1)$$

Donde:

- $h_{\min.}$ - espesor mínimo de la película de lubricante; m .
- R_{a1} ; R_{a2} rugosidad de los cuerpos en contacto, m .

Los valores de los parámetros que caracterizan cada régimen de lubricación se dan en la tabla 1.1

Tabla 1. Parámetros de los regímenes de lubricación. (Valores aproximados)

Régimen de lubricación	Espesor de Película (μm .)	Coficiente espesor de película (λ)	Coficiente de Fricción (f)
Limite	0.005 ÷ 0.10	< 1	0.15 ÷ 0.40
Mixta	0.01 ÷ 1	1 ÷ 3	0.02 ÷ 0.15
Hidrodinámica.	1 ÷ 100	> 6	0.001 ÷ 0.01

Fuente: Álvarez (1999)

Por lo tanto la falla de lubricación o agotamiento en el aceite lubricante significa que la película de aceite entre las partes en movimiento del motor será insuficiente. Un funcionamiento prolongado del motor con una insuficiente película de aceite causará que el deterioro de las piezas aumente rápidamente yendo desde un rozamiento a un desgaste excesivo para llegar finalmente a su destrucción.



1.4.2 Sistemas de lubricación aplicados a motores Diesel marinos

Existen varias formas o métodos de aplicación de los lubricantes en los motores Diesel marinos, los que dependen del diseño del motor, de que se pretende lubricar, las cargas que se transmiten o de la operación. El aceite lubricante que circula alrededor del motor Diesel marino ayuda a remover algo del calor generado de la combustión, pero su principal función es reducir la fricción y el desgaste entre las partes móviles.

Independientemente del diseño del motor el principio de funcionamiento del sistema de lubricación es como sigue (Anexos 1): el aceite lubricante se encuentra depositado en el cárter (pequeños motores), o en un tanque de retorno destinado a ello (grandes motores), de donde lo aspira la bomba impulsándolo a través de unos filtros en los que será separado cualquier impureza que pueda tener; a continuación pasa por el intercambiador de calor (refrigerador), que puede ser uno o varios, generalmente montados en serie (uno a continuación de otro), donde es enfriado, y llega así a la entrada del motor, repartiéndose por todo su interior, para efectuar la lubricación y el refresco de la corona del pistón. Tras lubricar y refrescar, todo el aceite lubricante se derrama nuevamente en el cárter, de donde es aspirado por una bomba mecánica adosada al motor de manera continua, en los motores pequeños y medianos, o bien pasa al tanque de retorno, en los grandes, para comenzar un nuevo recorrido.

1.4.3 Clasificación de los sistemas de lubricación

Existen varias formas o métodos de aplicación de los lubricantes, los que dependen del diseño de la maquinaria, de que se pretende lubricar, las cargas que se transmiten o de la operación (García, 2007). De este modo para satisfacer las diferentes necesidades los sistemas de lubricación que con más frecuencia se presentan son:



1. Por circulación forzada.
2. Por barboteo.
3. Por gravedad.

Estos sistemas pueden existir de forma separada o combinaciones de ellos según las exigencias de motores, pudiendo existir dentro de cada uno otros tipos diferentes. Dichos sistemas deben ser seleccionados económicamente compatibles con los equipos a lubricar.

El diseño del sistema de lubricación del motor comienza a partir de la definición de su esquema fundamental, en el cual aparecen todos los elementos o partes del sistema, así como el método de lubricación en las diferentes partes de los elementos componentes.

Considera García (2007), que independiente del tipo de sistema de lubricación empleado en la aplicación de los lubricantes en motores Diesel marinos los componentes fundamentales serán un conjunto de tuberías, válvulas, bombas, filtros, intercambiadores de calor y otros elementos destinados a cumplir una determinada función.

1.5 Lubricación por circulación forzada en motores Diesel marinos

Es el sistema utilizado con mayor frecuencia, en el cual debe existir un flujo de lubricante constante. Dicho sistema está compuesto por una bomba la cual se encarga de entregar presión y velocidad al lubricante y a través de las líneas o vías de lubricación, por donde el aceite llega a puntos determinados en el sistema donde se requiere lubricar, después de esto el aceite lubricante escurre hasta un estanque desde donde es nuevamente succionado por las bombas para reiniciar el circuito (Figura 1.7). Este sistema requiere aceites que puedan trabajar durante largos períodos de tiempo, sin

alterar sus características, dependiendo del sistema y las condiciones de trabajo la duración de este período (Delgado, 2006; García, 2007).

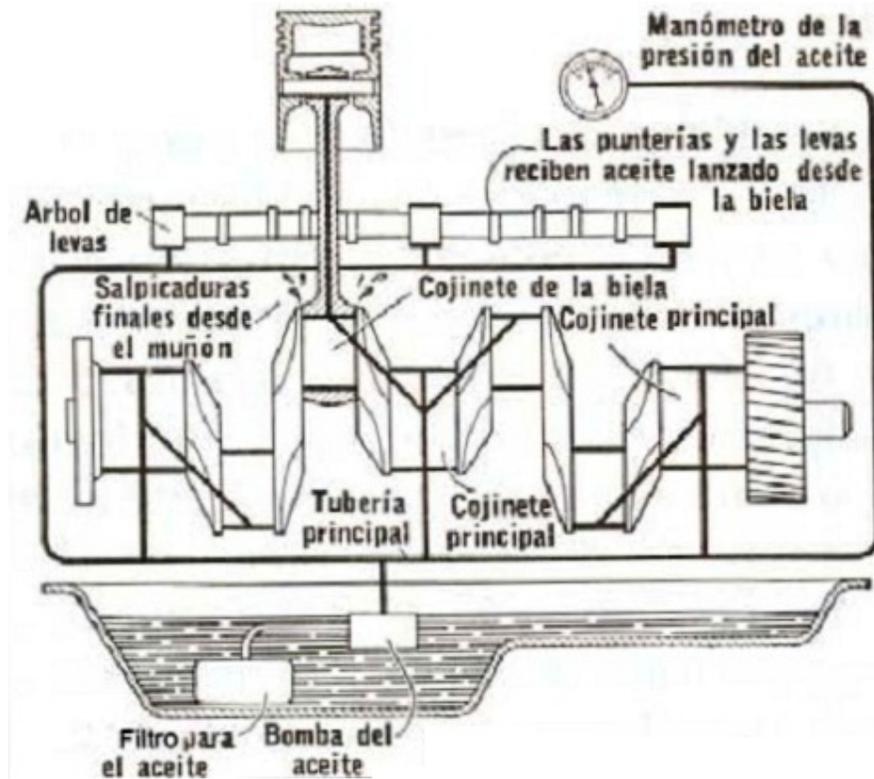


Figura 1.7. Sistema de lubricación forzada

De acuerdo con Delgado (2006), en sistema de lubricación por circulación forzada (ver Anexo 2), el aceite lubricante es mantenido en un depósito o cárter, en la parte inferior del motor, es bombeado desde el cárter, a través de filtros y conductos hacia: los cojinetes principales o descansos (los que soportan el cigüeñal), los cilindros, las cabezas de biela (donde conectan la biela y el cigüeñal) y para casos como el nuestro para el refresco de la corona de los pistones disipando las altas temperaturas que generan los mismos. Este sistema requiere aceites que puedan trabajar durante largos tiempo, sin alterar sus características, dependiendo del sistema y las condiciones de trabajo en la duración de este período.



1.6 Funciones de los aceites en los motores Diesel marinos

La industria de los aceite lubricantes para motores marinos constantemente mejora y cambia sus productos a medida de que las nuevos motores cambian, y nuevos procesos químicos y de destilación son descubiertos. Los lubricantes son materiales puestos en medio de partes en movimiento con el propósito de cumplir con numerosas funciones diferentes de su papel principal de reducir la fricción, el desgaste y mejorar la eficiencia de operación (Delgado, 2006).

El aceite que circula por el sistema de lubricación de los motores Diesel marinos está diseñado y tiene una influencia decisiva en prolongar la vida útil del motor y reducir los costos operacionales. Desde el punto de vista mecánico se considera que este lleva a cabo varias funciones, las más importantes teniendo en cuenta lo citado por Delgado (2006) y Oro et al (2007) son

1. Lubricación.
2. Refrigeración.
3. Sellado.
4. Proteger contra la corrosión.
5. Mantener la limpieza.
6. Amortiguar.

Los aceites empleados en motores Diesel modernos son sustancias complejas. Están basados en aceites minerales altamente refinados y contienen hasta un 20% en aditivos.

1.6.1 Exigencias para los aceites utilizados en motores Diesel marinos

Las funciones de un aceite para motores Diesel marino se llevan a cabo en un ambiente extremadamente hostil, frecuentemente por períodos prolongados (Shell, 2010). En un



motor trabajando, el aceite en el cárter puede alcanzar temperaturas de hasta 100 °C y es constantemente agitado y mezclado con aire agua y otros contaminantes. En los anillos del pistón, se espera que el aceite lubrique eficientemente el movimiento deslizante a temperaturas cercanas a los 300 °C. Cualquier aceite que entra en la cámara de combustión está expuesto a temperaturas, aún, más elevadas. El aceite también debe soportar las cargas pesadas transportadas por los cojinetes de cabeza de biela, y por las levas y seguidores que regulan la apertura y cierre de las válvulas de entrada y salida. Si un aceite para motores Diesel es apto para desempeñar apropiadamente sus funciones, bajo estas condiciones tan severas, se establecen una serie de características o cualidades que deben poseer (Rodríguez, 2006):

1. Viscosidad.
2. Índice de viscosidad.
3. Flujo a baja temperatura.
4. Estabilidad a la oxidación.
5. Estabilidad térmica.
6. Resistencia a la corrosión.
7. Propiedades antidesgaste.
8. Detergencia y dispersancia.
9. Resistencia a la espuma.

1.6.2 Selección de los lubricantes para motores Diesel marinos

Garantizar la correcta lubricación de los mecanismos de los motores Diesel marinos permite que estos alcancen su vida de diseño y que garantice permanentemente su



disponibilidad, reduciendo al máximo los costos de lubricación, de mantenimiento y las pérdidas por activo cesante.

Varios factores deben tenerse en cuenta cuando se escoge un lubricante. Los más importantes son la aplicación específica, las condiciones de operación y los costos. Albarracin (2003), advierte la importancia de seleccionar correctamente el aceite, partiendo de las recomendaciones del fabricante del equipo, ó si estas no se conocen, calcular el lubricante correcto partiendo de los parámetros de diseño del mecanismo como cargas, velocidades, temperaturas, medio ambiente en el cual trabaja el equipo, etc.

Siempre que se vaya a seleccionar el aceite para un motor Diesel marino se debe tener presente que se debe utilizar un aceite de especificación ISO, y que cualquier recomendación que se proporcione, se debe llevar a este sistema. A diferencia de la lubricación de la maquinaria industrial, en la selección de los aceites para motores Diesel marinos es necesario tener en cuenta los siguientes pasos:

1. Consultar en el catálogo del fabricante del equipo, las recomendaciones del aceite a utilizar.
2. Selección del grado ISO, SAE o API del aceite requerido a la temperatura de operación en el motor.
3. Selección del aceite para motor, de la misma marca que los lubricantes que se están utilizando en la empresa y su aplicación en el motor.

La necesidad de utilizar lubricantes especiales para motores marinos se detectó desde hace ya largo tiempo, por lo cual en el transcurso de los años se han desarrollado aceites para satisfacer los requerimientos de este tipo de maquinaria.



De acuerdo con los criterios de Albarracin (2003), al escoger un lubricante para un motor en particular, el catálogo del fabricante del equipo y manual de mantenimiento deberían ser consultados. El catálogo y el manual de mantenimiento usualmente esbozarán las características requeridas de los lubricantes así como también el tiempo recomendado para reemplazarlo, filtrarlo o enviar muestra del lubricante al laboratorio para conocer el estado fisicoquímico del mismo. Si el manual de mantenimiento no está disponible, o es vago en sus recomendaciones, entonces los fabricantes lubricantes y las distribuidoras son otras fuentes informativas. Toda la información pertinente en el equipo, como la velocidad operativa, la frecuencia de operación, la temperatura de trabajo, y cualquier otras condiciones especiales o inusuales, deberían ser provistas para el distribuidor o fabricante lubricante a fin de que un lubricante con las características correctas puede estar seleccionado.

1.6.3 Sustitución de un lubricante por otro en motores Diesel marinos

El usuario del lubricante deseará saber si un producto alternativo puede reemplazar una marca en uso. Tal sustitución puede ayudar a reducir costos, mejorar la eficiencia o racionalizar el número de lubricantes usados. En situaciones como éstas, es preferible tratar de cambiar directamente a un lubricante que tenga especificación similar a la marca usada. Sin embargo, ese tipo de acción no puede ser tomada a la ligera. Es posible que la marca usada no sea la mejor para el trabajo y que pueda haber un mejor lubricante para la aplicación particular que el producto directamente comparado.

Cuando se planea sustituir un lubricante por otro, es esencial considerar la aplicación específica en la cual se va a emplear. En la gran mayoría de los casos, una recomendación confiable se puede realizar basada en los requerimientos especificados



por él fabricante. En aquellas instancias donde la información no es disponible, las recomendaciones deben estar basadas en una consideración de las propiedades requeridas por él lubricante para las condiciones bajo las cuales tiene que funcionar. Puede ser necesario buscar asistencia técnica.

Según Albarracin (2003), un lubricante no debe ser recomendado o sustituido por otro producto solo sobre la base que los dos lubricantes tienen propiedades y usos similares. Es esencial que el lubricante que se recomienda sea adecuado para la aplicación en particular.

1.7 Sistemas de refrigeración de los motores Diesel marinos

Solamente cerca de una cuarta parte de la energía producida por la combustión de combustible en un motor Diesel es convertida en potencia. La parte restante es convertida en calor, el cual debe ser rápidamente removido del motor para prevenir el recalentamiento y su fundición. Parte del calor sale del motor en los gases de escape y el calor restante en el motor debe ser disipado por el sistema de refrigeración.

La mayoría de motores Diesel marinos son enfriados con agua salada. La cabeza del cilindro y el bloque contienen compartimientos a través de los cuales circula agua salada y a medida que lo hace absorbe el exceso de calor.

La refrigeración de los pistones de los motores de dos tiempos se emplea cuando sus diámetros exceden de 250mm, teniendo en cuenta que los pistones son de 300mm son refrigerados por el mismo aceite de circulación. Las investigaciones indicaron que el líquido refrigerante que entra en contacto con las partes calentadas del motor, evacua hasta el 35 % del calor desprendido durante la combustión del combustible, y el calor liberado durante la combustión con el agua refrigerante se pierde: En la culata y camisa



de trabajo 18-20 %, en el pistón, 6-9 % y en el colector de escape, 5-8 % (Bogoslovski 1971).

1.8 Causas y síntomas del empeoramiento del estado técnico en motores Diesel marinos.

Durante la explotación del buque surgen cambios inevitables (de la forma, estructura, dimensiones y propiedades geométricas de las superficies), de los mecanismos e instalaciones que componen la sala de máquinas. Como causa de que están sometidas, en la generalidad de los casos, a esfuerzos y sollicitaciones mecánicas múltiples y combinadas, determinadas generalmente como desgastes y averías (Kowalski y Zaczen, 2000).

Considera Álvarez (1999), que el desgaste de una pieza es un proceso complejo que produce cambios inevitables de su estado, que ocurren en forma continua, por etapas o por acumulación, producto de los cual, el período de cumplimiento por una pieza dada de un papel determinado, expira lentamente; con o sin pérdida de material.

Autores como Kowalski y Zaczen (2000), exponen que se entiende por la avería de una pieza a los cambios inevitables de su estado, que ocurren de forma violenta, producto del cual surge la pérdida repentina de su aptitud para el cumplimiento del papel que desempeña. Si la pieza se puede regenerar, entonces dicho cambio se llama avería; si por el contrario, la pieza no se puede regenerar, entonces se llama destrucción.

La causa fundamental del desgaste de las piezas en motores Diesel marinos es la fricción. La fricción es un fenómeno físico que actúa en contra de los movimientos relativos de las piezas que trabajan entre sí. La fricción causa la pérdida de energía, desgaste de las superficies que trabajan entre si y aumento de la temperatura en el lugar



donde rozan las partes, durante el trabajo y, por último, provoca vibraciones y efectos acústicos.

El desgaste producto de la fricción, las roturas y la introducción de suciedades, son las causas que más influencia tienen en la intensidad de averías de las partes de mecanismos en las máquinas marinas y las instalaciones de la sala de máquinas (Kowalski y Zaczen, 2000). El desgaste, producto de la fricción, la partidura, la suciedad y la no hermetización es, generalmente, la causa predominante de las averías de los motores Diesel marinos principales y auxiliares de buques.

Se reconoce que el 80 - 90 % de las piezas que se sustituyen es debido al desgaste y que las pérdidas anuales causada por el desgaste en los Países desarrollados esta en el rango de 0.5 - 1 % del producto neto nacional.

1.9 Dinámica del fenómeno de desgaste

La ley que define la variación de la magnitud del desgaste con el tiempo se denomina "dinámica del desgaste". El modelo más tradicional de la dinámica del desgaste se da en la Figura 1.8.

- Periodo de asentamiento

Se caracteriza por una alta velocidad e intensidad del desgaste. La magnitud del desgaste en este periodo puede llegar al 30 - 50 % del desgaste permisible. Durante este periodo el contacto se produce en los picos más altos de la rugosidad superficial generando altas presiones y deformaciones; con el transcurso del tiempo aumenta A_r y la velocidad del desgaste se hace menor.

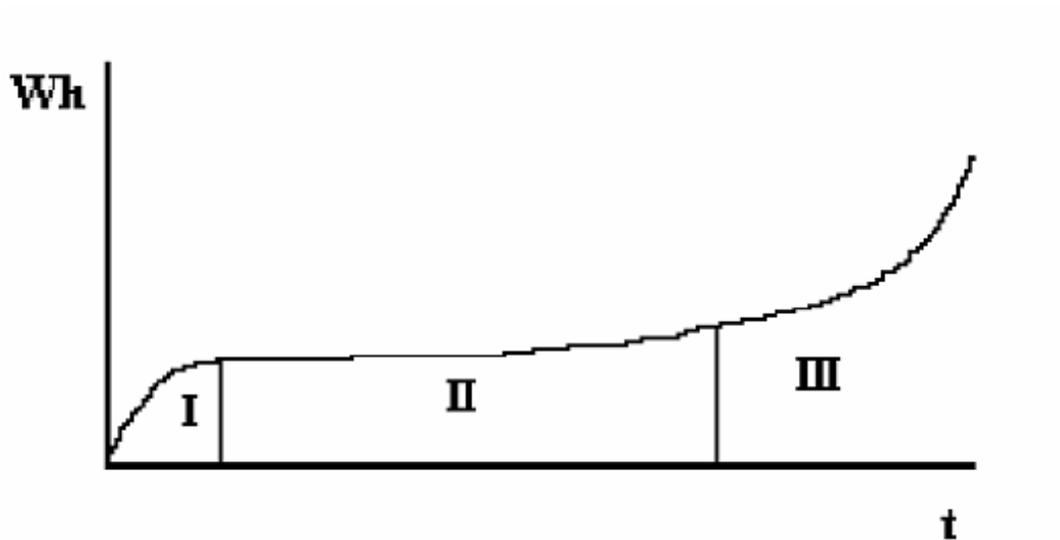


Figura 1.8 Dinámica de desgaste. 1-periodo de asentamiento, 2- Periodo de desgaste (normal), 3- Periodo de desgaste catastrófico.

- Periodo de desgaste normal

Producto de la disminución de las presiones reales, al existir una mayor área de contacto real; la velocidad del desgaste se hace constante y el desgaste sigue aumentando con un ritmo más lento; hasta llegar al punto II (Fig. 4.1).

- Periodo de desgaste catastrófico

La magnitud del desgaste es tal que se genera en la unión tribológica cargas dinámicas complementarias; lo que representa aumento de la temperatura; del nivel de ruido; y de las vibraciones; este periodo se conoce como "periodo de avería".

1.9.1 Mecanismos del desgaste

Las altas tensiones que surgen en las áreas reales de contacto y la temperatura que producto de la fricción se genera predefinen, para cualquier par tribológico los siguientes

mecanismos básicos de enlace (agarre) superficial: mecánico, térmico, químico, y adhesivo (Figura 1.9).

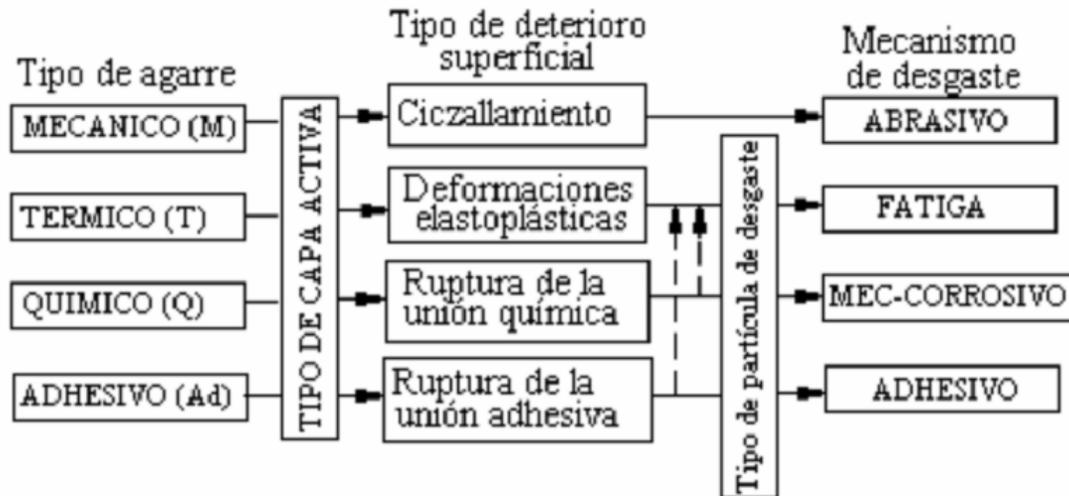


Figura 1.9 Relación entre el tipo de agarre y el mecanismo de desgaste.

Fuente: Álvarez (1999)

El mecanismo mecánico depende en primer lugar de las deformaciones elasto- plásticas que tienen lugar en las microirregularidades en contacto y de la magnitud de las tensiones térmicas. Este tipo de deterioro origina diferentes niveles de defectos de la estructura y el incremento de las tensiones residuales.

Los procesos térmicos surgen como consecuencia de la acción del calor generado durante la fricción y en otros casos por fuentes externas (gases producto de combustión). Este tipo de deterioro está relacionado con los cambios del estado físico de las fases de los materiales heterogéneos o de sus estructuras y define el mecanismo de desgaste.

Los procesos químicos se caracterizan por la formación de finas capas superficiales pasivas, como resultado de la interacción de las superficies con medios gaseosos o el medio circundante. Este tipo de destrucción característico para todo el régimen de



fricción y con mayor incidencia en la fricción lubricada. La capa triboquímica protege la superficies de contacto del mecanismo mecánico y al mismo tiempo frena la interacción adhesiva de las superficies de fricción.

La destrucción de las capas superficiales ocurre como resultado del desprendimiento de partículas de desgaste, cuyas magnitudes definen el mecanismo de desgaste que pueda estar predominando (Álvarez, 1999).

Como se puede observar uno de los mecanismo que mayor influencia ejerce sobre de formación de la unión (agarre) de las superficies de fricción resulta el adhesivo. Este básicamente define el tipo de desgaste.

Autores como Álvarez (1999), han fomentado el criterio de que existe una zona en la que ocurre una transición del mecanismo de agarre adhesivo al triboquímico y lo contrario. Lo anterior está en dependencia de los diferentes factores que afectan a los sistemas tribotécnicos: Presión, velocidad y temperatura.

1.9.2 Tipos de desgastes

Dentro de la tribología un aspecto de extremo cuidado resulta la definición o clasificación de los diferentes tipos de desgaste por lo complejo que resulta este fenómeno y por el hecho de que en la mayoría de los casos pueden estar teniendo lugar más de un tipo de desgaste.

La existencia de diferentes tipos de uniones de fricción y el poder afectar éstas a distintas áreas, las distintas formas de rotura y los variados tipos de deformaciones conducen a la existencia de distintos tipos de desgaste; es necesario, por tanto, considerar cada caso particular, para poder llegar al conocimiento del mismo.



Autores como Carillo (2001) y Herrera (2002) , no es posible dar una regla fija de dar todas las formas de desgaste, y este es afectado por una gran diversidad de factores, entre ellos se pueden mencionar el tipo y magnitud de la carga, velocidad, cantidad y tipo de lubricante, clase de lubricación temperatura de las superficies y del volumen del material, propiedades mecánicas de los mismos (dureza, resistencia a la deformación, etc.), acabado superficial, presencia de partículas extrañas, naturaleza química del medio ambiente, la cual tendrá una importancia decisiva al variar la naturaleza de las superficies, etc., y de acuerdo con las variaciones que pueden introducir éstos y otros factores, serán más o menos acusados los efectos del desgaste producido.

Considerando los factores de acción externa el desgaste se puede clasificar en:

- Desgaste por deslizamiento lubricado.
- Desgaste por deslizamiento seco.

Existe otra forma de clasificar el desgaste la cual considera en un caso la naturaleza de la interacción de las superficies durante la fricción y en otro –la naturaleza de los procesos que tienen lugar en las capas superficiales. De modo general esta clasificación incluye:

- Desgaste abrasivo o microcorte
- Desgaste corrosivo
- Desgaste por fatiga superficial
- Así como otros mecanismos de desgaste poco comunes.

Todas las variantes de clasificación del desgaste antes mencionadas, se pueden considerar más bien dinámicas y cuando más físicas debido a que no consideran el estado dinámico de las capas activas durante la fricción.



De manera general resulta perspectivo considerar tres etapas fundamentales que consideran la composición de las capas superficiales y permiten evaluar los materiales del par (Tabla 1.2).

Tabla 1.1- Clasificación de los tipos de deterioro superficiales y el desgaste

ETAPA I	ETAPA II	ETAPA III
Tipo de agarre superficial	Tipo de deterioro superficial	Mecanismo desgaste superficial
Mecánico (M)	Cizallamiento	Abrasivo
Térmico (T)	Deformación	Fatiga Superficial
Químico (Q)	Adhesión	Adhesivo
Absorción (Ab)	Triboquímico	Mecánico-Corrosivo

Fuente: Álvarez (1999)

1.9.3 Factores que definen el desgaste

El proceso de desgaste ya sea de un tipo u otro, representa un sistema complejo donde simultáneamente actúan, de forma muy interrelacionadas, varios factores. La práctica ingenieril muestra que la forma natural del desgaste de las piezas depende en gran medida de la forma, características de los materiales, condiciones de explotación y estado de fricción de los pares cinemáticos. Debido a lo complejo del proceso de desgaste hasta el momento no se ha creado una ecuación básica que permita determinar los valores absolutos del desgaste.

De forma general la dinámica del desgaste se puede describir de la siguiente forma:

$$W = \int_0^t f(M, B, H, C) dt \quad (1.2)$$



Donde:

- W- Desgaste.
- M- Características del material desgastado (propiedades físico - mecánicas, químicas u otras propiedades).
- B- Carácter de la interacción de los elementos de fricción (tipo de fricción, tipo de contacto, rugosidad superficial, etc.).
- H- Cargas externas (presión, velocidad).
- C- Características del medio de trabajo (medio gaseoso y sus propiedades, lubricantes y sus propiedades, temperatura, etc.).

Los factores referidos en la ecuación 1.1 se pueden agrupar en tres grandes grupos: De acción externa, de acción del medio y materiales del par.

La cantidad y calidad de las investigaciones realizadas sobre el fenómeno de desgaste en diferentes elementos de máquinas, sometidos a diferentes condiciones de fricción a permitido establecer que sobre el tipo de desgaste y su intensidad influyen los siguientes factores:

1. Factores de acción externa:

- Tipo de fricción.
- Velocidad de deslizamiento.
- Magnitud y carácter de la carga.
- Calidad de las superficies.

2. Factores de acción del medio:

- Humedad.
- Lubricante.



- Presencia de partículas abrasivas en la unión.
- Partículas desgaste.

Estos factores son los fundamentales y definen el tipo de desgaste.

1.10 Fenómeno de desgaste en motores Diesel marinos

En los motores Diesel marinos el desgaste generalmente se inicia según alguno de los mecanismos básicos, para que posteriormente cambie hacia uno combinado o complejo, que provoca el deterioro de las partes (Delgado, 2006). En función de la amplia variedad de criterios, que existen para definir los mecanismos básicos de desgaste, los desgastes en los motores se deben a:

- Corrosión.
- Erosión.
- Abrasión.

El ataque corrosivo por productos ácidos es una de las causas mayores de desgaste de los cilindros y de los anillos.

Delgado (2006), plantea que en los motores Diesel marinos un contenido en azufre elevado en el combustible favorece al ataque corrosivo, sobre todo cuando las temperaturas son bajas y se llega al punto de rocío de los ácidos procedentes de la combustión de este elemento, en este punto no solo afecta la cantidad de azufre, sino también la mala regulación de la temperatura del motor. La reducción de la corrosión se puede lograr con aceites detergentes que neutralizan los ácidos, pero este va a depender de la concentración inicial, y si se produce el vaciado antes que la concentración sea demasiado baja.



La erosión es el desgaste producido por el roce del metal. En la parte superior de los cilindros se produce principalmente por cada partida del motor sobre todo en frío cuando aun no existe suficiente circulación de aceite.

Delgado (2006), expone que la erosión se manifiesta en los trenes de válvulas, en las excéntricas de las levas, en los elevadores hidráulicos en las extremidades de los balancines y en los vástagos de las válvulas debido al aumento de los esfuerzos sobre los elevadores por el uso de resortes más potentes y sobre las excéntricas que son cada vez más estrechas.

También se da con frecuencia en los anillos de compresión y su alojamiento en los pistones de aleaciones ligeras.

Como solución se utiliza la introducción de aceite ligero en la parte alta de los cilindros, pero a altas temperaturas pueden volatilizarse y su protección entonces no será satisfactoria.

La abrasión es la tercera forma de desgaste en los motores, cuyas fuentes son las partículas abrasivas que ingresan con el aire al motor, si el sistema de filtración no es eficaz.

Por otra parte Delgado (2006), refiere que el desgaste del motor por efectos corrosivos o erosivos, se traduce en la aparición de restos metálicos que actúan como agentes abrasivos. No podemos olvidar una forma muy particular de desgaste, que es la que se manifiesta en rodaje.

Todo esto se traduce en la necesidad de la eliminación de las impurezas del aceite en circulación, por finas que sean.



1.11 Materiales usados en la fabricación de motores Diesel marinos

Los materiales que se utilizan para la fabricación y recuperación de motores marinos deben cumplir determinados requisitos los cuales en determinadas ocasiones excluyen uno de los otros, es por ello que establecer un criterio único resulta extremadamente difícil (Álvarez, 1999). La propiedad más importante que deben poseer estos materiales es el aseguramiento del periodo de vida asignado, bajo determinados valores del coeficiente de fricción. Una correcta selección de los materiales destinados a uniones tribológicas no es posible sin el análisis de las cuestiones constructivas (diseño) y cinemáticas de los elementos que forman la unión, así como sus condiciones de trabajo.

Dentro de este grupo de factores aparecen:

1. **Propiedades mecánicas de los materiales:** límite de fluencia, límite de rotura, dureza, plasticidad, resistencia a la fatiga, etc.
2. **Propiedades térmicas de los materiales.** El calentamiento de las superficies de contacto trae consigo variaciones significativas de sus propiedades mecánicas y friccionantes, así como cambios mecánicos – estructurales. Es por ello que la dependencia del desgaste con la temperatura este es un aspecto que se debe analizar a partir de la dependencia directa de las propiedades de los materiales con la temperatura, es decir límite de rotura (σ_r), indicador de la curva de fatiga (t), coeficiente de fricción (f), módulo de elasticidad (E), etc.
3. **Influencia de la composición química.** La composición química tiene una marcada influencia sobre el desgaste, y en particular sobre el desgaste adhesivo. La fricción por deslizamiento en su estado seco o pobre lubricado favorece la adherencia entre las superficies en contacto.



Según Daquinta et al. (2010), la dinámica del desgaste de los pares de fricción se define por un serie de factores físicos y estructurales, los materiales que componen los pares testigos y experimental tiene diferentes estructuras, propiedades químicas y solubilidad, definiendo el desgaste las condiciones de lubricación, compatibilidad metalúrgica, microgeometría superficial y las condiciones de trabajo.

Conclusiones parciales del capítulo 1

1. El uso del lubricante adecuado en el motor Diesel marino asegura una mayor economía tanto en la mantención, ahorro de energía y una mayor vida útil. Sin embargo, si existe un mayor roce entre las piezas de un determinado mecanismo del motor se crea un mayor desgaste entre estas, lo que puede producir la falla del motor, obligando a realizar reparaciones no programadas, las que son más costosas debido que fuerzan a detener el proceso durante periodos de trabajo.
2. Trabajar con el lubricante adecuado para cada condición de operación y para cada mecanismo nos entrega una mayor protección y una mayor seguridad, debido a que el rango temperaturas de trabajo del lubricante corresponden a las condiciones, asegurándonos de esta manera que se obtendrá una lubricación eficiente en todo momento.
3. Los aceites lubricantes marinos, cuando la máquina exige un lubricante dotado de propiedades especiales, es necesario evaluar el comportamiento o los resultados obtenidos. Sin embargo las pruebas necesarias para evaluar en comportamiento de un lubricante requieren procedimientos largos y costosos, siendo pocos los usuarios que poseen los elementos indispensables para realizarlo.



CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 Introducción

El análisis de un proceso físico es fundamental para describir el comportamiento del mismo, la lubricación hidrodinámica se produce cuando existen dos superficies deslizantes en medio de las cuales se tiene un fluido lubricante que las mantiene separadas e impide su contacto gracias al campo de presiones generado por el flujo. Evaluar la conveniencia del empleo de un lubricante en condiciones de lubricación hidrodinámica, de forma teórica, exige un procedimiento complejo y la bibliografía disponible propone formas diversas.

En este capítulo se expondrá la metodología de cálculo de cojinetes hidrodinámicos por una película de lubricante detallado en la norma ISO 7902 (1998), así, como los materiales que se emplearon en la investigación.

El **objetivo** de este capítulo es:

Fundamentar las propiedades a investigar y explicar los métodos, procedimientos y condiciones en la que se realizó el cálculo de cojinetes hidrodinámicos por una película de lubricante en el documento normativo ISO 7902 (1998).

2.2 Materiales y equipos utilizados en las mediciones

Generalmente en una máquina cuando se quiere comprobar su estado funcional por medio de la medición de sus parámetros de operación, se utilizan equipos especiales que son destinados para este fin.

En la medición de la temperatura en la superficie de la máquinas marina se emplean instrumentos como el medidor de temperatura infrarrojo por contacto Mini Fluke 62 (ver figura 2.1)



Figura 2.1 El Fluke 62 Mini. Termómetro infrarrojo

Herramientas de diagnóstico

El Fluke 62 Mini infrarrojos es un termómetro sin contacto, herramienta de diagnóstico rápida para comprobaciones básicas de temperatura en aplicaciones para medir temperatura cerca del objeto de destino, permite descubrir discrepancias de temperatura antes de que se conviertan en problemas.

Las características técnicas:

- Medición de la temperatura de hasta 500 ° C (932 ° F)
- De alta resolución óptica

- Una precisión de $\pm 1\%$ de lectura
- MAX visualización de la temperatura
- Puntero láser
- Pantalla retroiluminada



Figura 2.2 Manómetros de aguja para medir la presión en la instalación

En la medición de presión en los puntos críticos de la instalación se emplearon manómetro de aguja los cuales controlan el suministro de lubricante (aceite) al cuerpo del cojinete. Estos tipos de manómetros utilizados son capaces de medir la presión radial y axial que inciden sobre el cojinete (Ver figura 2.2)

Para la determinación de la temperatura ambiente se utilizó el sistema automatiza Citrix Program Neighborhood de la empresa que se encarga de registrar las bases de datos de las variables más significativas del proceso del Puerto Moa.

2.3 Esquema del sistema de lubricación

El consumo de aceite es una consecuencia del funcionamiento normal de un motor. Este aceite debe ser rellenado en los intervalos de mantenimiento. Las cifras de consumo normal de aceite se encuentran en los manuales de información técnica, que permite



estimar la cantidad y el costo del aceite de relleno como parte de los costos totales de operación. En la práctica, hay muchos factores que afectan el consumo de aceite, incluyendo la carga, densidad del aceite, grupos de aditivos del aceite y prácticas de mantenimiento.

Los sistemas de lubricación son tan diferentes con tipos de motores marinos Diesel existen, pero su función en el motor de forma general es la misma. El más empleado es el de lubricación forzada como el esquema del motor marino a Diesel Rusky (Anexo 1).

El sistema de lubricación del motor marino a Diesel Rusky está integrado por:

- Sumidero del motor (cárter)
- Bomba de aceite principal
- Enfriadores de aceite (intercambiador de calor)
- Filtros de aceite
- Manómetro de presión diferencial de filtro de aceite
- Filtros de aceite auxiliares
- Medidor de nivel de aceite (varilla indicadora)
- Respiradero del cárter
- Válvula de regulación de presión del aceite
- Bomba de prelubricación

**Tabla 2.1 Parámetros técnicos del motor marino a Diesel Rusky**

No.	Parámetros	U/M	Valor
1	Presión de combustión en el cilindro	<i>MPa</i>	6,2
2	Diferencia en presión de combustión en el cilindro	<i>MPa</i>	0,3
3	Presión de compresión al 75 % de carga	<i>MPa</i>	3,3
4	Diferencia en presión de compresión en el cilindro	<i>MPa</i>	0,09
5	Temperatura de los gases en el cilindro	<i>°C</i>	290
6	Diferencia Temperatura de los gases en el cilindro	<i>°C</i>	30
7	Presión de aceite en la máquina no menor	<i>MPa</i>	0,25
8	Temperatura del aceite en la máquina a la salida	<i>°C</i>	60
9	Temperatura del aceite	<i>°C</i>	38 - 50
10	Presión del agua de refresco en el interior de la máquina	<i>MPa</i>	0,12
11	Temperatura del agua de refresco en la salida del máquina	<i>°C</i>	72
12	Diferencia de temperatura del agua de refresco	<i>°C</i>	15

2.3.1 Como seleccionar el aceite de lubricación

Las averías de los cojinetes, el atascamiento del anillo del pistón y el consumo excesivo de aceite son síntomas claros de una avería de motor relacionada con el aceite. Existen muchas formas de evitarlas. Tres de las más importantes son el sistema S•O•SSM. El mantenimiento regular del sistema de lubricación y el uso de lubricantes apropiados. Estas medidas pueden marcar la diferencia entre sufrir repetidas averías de motor



relacionadas con el aceite o aprovechar el funcionamiento duradero y productivo del motor.

Los aceite lubricantes marinos debe tener las propiedades siguientes:

- Viscosidad
- Aditivos
- Limpieza
- Número de base total (NBT)
- Número de ácido total (TAN)

2.4 Evaluación de aceite para cojinetes de deslizamiento

En el proceso de reparación del motor marino a Diesel Rusky se incluye analizar el estado de los cojinetes de deslizamiento de apoyo del cigüeñal y de las bielas, al que generalmente se le modifica el diámetro en la preparación de las superficies de contacto. La variación de las dimensiones del diámetro y de la holgura con que se monta los cojinetes de deslizamiento reparados exige la verificación de la capacidad de trabajo del cojinete de deslizamiento con el tipo de lubricante empleado posterior a la reparación.

Los cojinetes de deslizamiento de apoyo del cigüeñal en el motor marino a Diesel Rusky se montan en los asientos de la bancadas y los de biela con aditamentos especiales teniendo en cuenta su peso y usualmente se explotan a temperaturas elevadas lubricados con asistencia de sistema de lubricación forzada, debido a que están expuestos a eliminar el calor por conducción, convección y radiación (García, 2005).

Para evaluar la conveniencia del empleo de un aceite en condiciones de lubricación hidrodinámica, es imprescindible la determinación de la temperatura de trabajo. La viscosidad del aceite a la temperatura de trabajo, es la propiedad del lubricante que



define la capacidad de trabajo de una película hidrodinámica, por esto se requiere de un procedimiento de simulación de cojinetes fiable que incluya la influencia de todos los factores involucrados en mantener el equilibrio dinámico que caracteriza la cuña de lubricante.

En particular el procedimiento de cálculo que se hace referencia se basa en el documento normativo ISO 7902: 1998. La mencionada norma ISO especifica un método de cálculo para los cojinetes hidrodinámicos con la separación completa del árbol y las superficies de deslizamiento por una película de lubricante. La norma es aplicable a cojinetes cilíndricos circulares que tienen segmentos angulares de 360°, 180°, 150° y 90°, siendo el segmento de arco cargado centralmente. Su holgura geométrica es constante, exceptuando deformaciones despreciables que son el resultado de la presión de la película lubricante y la temperatura. El procedimiento de cálculo se emplea en cojinetes bajo condiciones de operación continua, con magnitud y dirección de la carga constante, así como velocidad angular estable de las partes de rotación. La base de cálculo es la solución numérica a la ecuación diferencial de Reynolds para un cojinete de longitud finita (ISO7902, 1998).

La norma empleada presenta un procedimiento de cálculo iterativo que permite la simulación de las condiciones de trabajo y la determinación aproximada de la temperatura de equilibrio del mismo así como las variables de estado fundamentales como: la excentricidad relativa, coeficiente de fricción relativo, pérdidas de potencia, y espesor de película mínimo. Para ello, diferencia dos modos de cálculo según sea el mecanismo principal de transferencia de calor al exterior (García et al., 2011).



El caso que se estudia toma como base la especificación de la norma, que trata el tema del balance térmico al referirse a los cojinetes hidrodinámicos cuya disipación de calor es realizada por convección, donde plantea que a este grupo pertenecen los cojinetes lubricados circulación forzada (ISO7902, 1998).

El método propuesto por la norma ISO 7902: 1998 se ofrece por medio de un modelo matemático que se muestra a continuación de forma simplificada, en la Tabla 2.2, cuyos identificadores aparecen en la Tabla 2.3.

Tabla 2.2 Datos iniciales para el cálculo del cojinete

Datos de entrada	Simbología	Unidad	Valor
Diámetro nominal del árbol	D	m	0,220
Diámetro mínimo del árbol	D_{jmin}	m	220×10^{-3}
Diámetro máximo del árbol	D_{jmax}	m	220×10^{-3}
Diámetro máximo del cojinete	D_{max}	m	$220,92 \times 10^{-3}$
Diámetro máximo del cojinete	D_{max}	m	$220,18 \times 10^{-3}$
Ancho nominal del cojinete	B	m	160×10^{-3}
Fuerza nominal	F	N	110 000
Velocidad angular del cojinete	ω_j	1/s	197,355
Angulo del segmento del cojinete	Ω	°	360
Relación ancho diámetro	B/D	-	0,8
Holgura diametral	Δ	m	$0,5 \times 10^{-3}$
Frecuencia de rotación del eje	N_j	1/s	31,41
Área	A	m^2	0,6336

Tabla 2.3 Datos iniciales del lubricante para el cálculo del cojinete con lubricación forzada

Datos de entrada	Simbología	Unidad	Valor
Temperatura ambiente	T_{amb}	°C	40
Densidad del aceite lubricante	ρ	kg/m ³	900
Presión de entrada del aceite lubricante	P_{entr}	Pa	$2,25 \times 10^5$
Temperatura de entrada del aceite	T_{ent}	°C	55
Volumen específico de calor	ρc	J/m ³ ·K	$1,8 \cdot 10^6$
Diámetro del agujero de lubricación	d_L	m	20×10^{-3}
Coefficiente de transferencia de calor	Ka	W/(m ² ·K)	20
Lubricante DISOLA M4015 SAE40	-	-	-

El problema que se plantea trata de un motor marino a Diesel Rusky fuente principal de energía en la propulsión del remolcador Mar del Coral I con masa total de 19 000 kg, potencia 448 kW (600 HP), temperatura de trabajo 90 °C (363 K), y antes de la reparación los cojinetes de apoyo del cigüeñal poseían un diámetro 0,2 m y los de la bielas 0,22 m. La Tabla 2.3 presenta los datos que se tomaron para la simulación de las nuevas condiciones de trabajo del cojinete para evaluar la posibilidad de emplear el aceite lubricante marino DISOLA M4015 SAE40.

2.5 Método de cálculo

Los cojinetes en lubricación hidrodinámica son sistemas dinámicos cuyas condiciones de funcionamiento dependen del comportamiento de diferentes variables. Las principales variables con influencia en el funcionamiento de los cojinetes de

deslizamiento son: la carga radial, frecuencia de rotación, ancho, diámetro nominal, holgura, deformaciones y calidad superficial del cojinete y eje (García et al., 2011). Otros elementos que influyen en el funcionamiento de los cojinetes de deslizamiento, que se sintetizan en la figura 2.3 con las variables temperatura y viscosidad, son los aspectos relacionados con la forma de lubricación y el balance térmico, que puede definir también el tipo de lubricación del cojinete.

La simulación de los cojinetes de turbogeneradores para diferentes situaciones de trabajo puede ser desarrollada valorando la capacidad de carga de estos en condiciones de lubricación hidrodinámica. El procedimiento propuesto en este trabajo tiene como base la norma ISO 7902:1998, *Hydrodynamic plain journal bearing under steady-state conditions - Circular cylindrical bearings*.

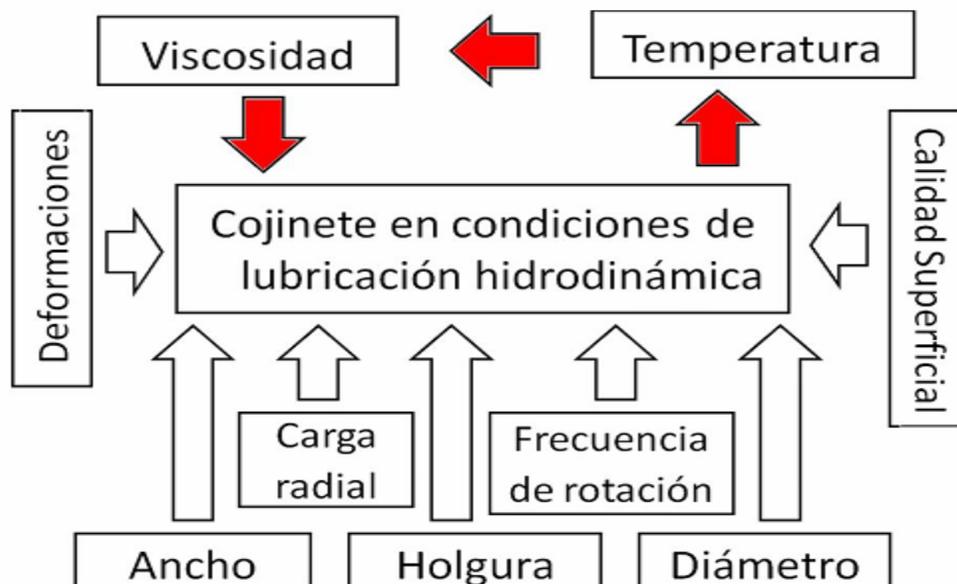


Figura 2.3 Variables que definen las condiciones de funcionamiento de cojinetes en lubricación hidrodinámica.

Fuente: García et al., (2011)

En la figura 2.4 se muestra un esquema de cojinete de deslizamiento radial en régimen de lubricación hidrodinámica mostrando la distribución de la presión sustentadora generada por la película de lubricante para soportar la carga radial en el cojinete. Es conocido que a medida que aumenta la velocidad de trabajo del rotor aumenta la capacidad portante del cojinete de deslizamiento, por la creación de una película de aceite capaz de separar las superficies del cojinete y el rotor a una distancia pequeña (h_{min}), pero suficiente para que no estén en contacto las crestas de las microirregularidades de las superficies.

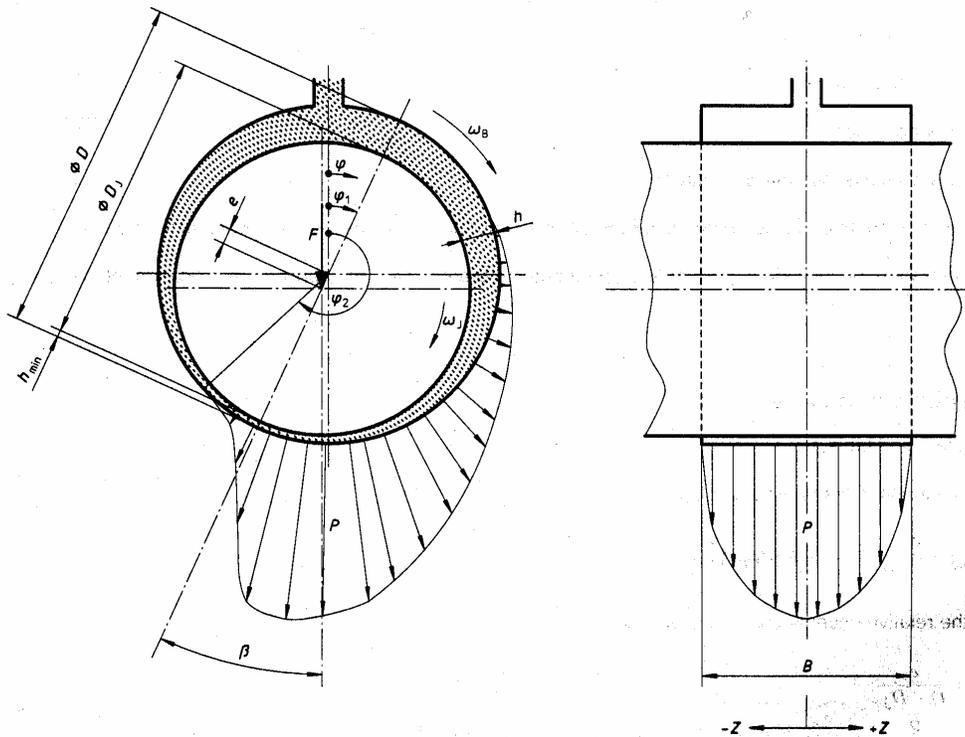


Figura. 2.4 Esquema de cojinete de deslizamiento en condiciones de lubricación hidrodinámica.

El método de cálculo propuesto establece un procedimiento sencillo para evaluar las variables que caracterizan el funcionamiento de los cojinetes y su capacidad de carga,



para diferentes condiciones de trabajo; permite evaluar la influencia de la carga, la viscosidad del lubricante, la holgura radial, el ancho, la velocidad de giro del árbol y su diámetro, entre otros parámetros y variables, y su influencia en la capacidad portante.

2.5.1 Determinación del espesor de la película de lubricante

El cálculo del cojinete, consiste en determinar si el elemento bajo el efecto de las cargas radiales y en las condiciones de trabajo, es capaz de formar y mantener una cuña de lubricante, que impida el contacto entre las superficies del árbol y el cojinete. Esto se verifica de la siguiente forma:

$$h_{\min} \geq h_{\lim} \quad (2.1)$$

Siendo:

- h_{\min} el espesor de la capa de lubricante en el punto donde el cojinete y el árbol están más próximos (Figura 2).
- h_{\lim} el espesor que puede tener la capa de lubricante para que no contacten los elementos que forman el cojinete.

El espesor límite (h_{\lim}) tiene en cuenta las rugosidades del árbol y cojinete, sus desviaciones dimensionales, o las deformaciones que sufren los elementos durante el funcionamiento. El espesor mínimo (h_{\min}) se obtiene con empleo de la ecuación 2.2, a partir de la geometría del cojinete y definida por la excentricidad relativa, una vez que se tenga la posición que va a adoptar el árbol en el interior de este. Luego de calculados los valores de espesor mínimo de película y espesor límite se puede decir que: si se cumple con la relación establecida en la ecuación 2.1, se está en presencia de un cojinete que trabaja en condiciones de lubricación hidrodinámica y si la



excentricidad relativa (relación entre la excentricidad y la holgura radial) es mayor que 0,7, entonces se puede afirmar además, que su funcionamiento es estable. Otra variable a considerar es el ángulo de altitud o posición angular excéntrica del eje, relativa a la dirección de la carga (β) (figura 2), que junto a la altura mínima permiten definir la posición teórica del centro del árbol o rotor en el cojinete.

$$h_{\min} = 0,5 \cdot D \cdot \psi_{\text{eff}} \cdot (1 + \varepsilon) \quad (2.2)$$

Donde:

- ε - Excentricidad relativa
- ψ_{eff} - Holgura efectiva
- D - Diámetro nominal del cojinete, m .

Para determinar la excentricidad relativa del cojinete (ε), se parte de la relación B/D y del cálculo del número adimensional Sommerfeld a partir de la ecuación 2.3.

El número Sommerfeld (So), es una relación, que depende de la geometría y condiciones de trabajo del cojinete (ISO Standard 7902, 1998) y se calcula como:

$$So = \frac{F \cdot (\psi_{\text{eff}})^2}{D \cdot B \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot Wh} \quad (2.3)$$

Donde:

- F – Fuerza radial que actúa sobre el cojinete, N
- B – Ancho del cojinete, m
- η_{eff} – Viscosidad dinámica del lubricante, $Pa \cdot s$, a la temperatura de trabajo T_{eff} .
- Wh – Velocidad angular efectiva, en este caso igual a la velocidad angular del cojinete, s^{-1} .



- D – diámetro del cojinete, m

El número de Sommerfeld se puede calcular una vez definida la temperatura de trabajo del cojinete, y con ella determinar la viscosidad efectiva del lubricante. A medida que el número Sommerfeld aumenta, se produce un crecimiento de la excentricidad relativa, por lo que el espesor de la capa de lubricante se hace menor y puede darse el contacto del rotor con la superficie del cojinete. Cuando es muy grande la fuerza radial por unidad de área, la capacidad de carga peligra; en caso contrario se puede manifestar inestabilidad dinámica por tener una película de gran espesor y de menor rigidez. En el caso de cojinetes de excesiva holgura o lubricados con un aceite de insuficiente viscosidad a la temperatura de trabajo se observa que la capacidad de carga disminuye y se afecta el funcionamiento del cojinete.

Las pérdidas pueden calcularse en función del coeficiente de fricción entre las capas de lubricante (f'), que se obtiene a partir de la excentricidad relativa ε y la relación B/D . La determinación de las pérdidas permite realizar el balance térmico que define la temperatura de trabajo media del lubricante en el cojinete. Para la mejor comprensión del método a emplear, se muestra el diagrama de la figura 2.5, que refiere el algoritmo para el cálculo de un cojinete en lubricación forzada. Como se debe realizar un proceso iterativo para determinar la temperatura de trabajo, se emplean las variables T_{sal} (temperatura de salida del lubricante) y $T_{sal i}$ (temperatura de salida del lubricante para la iteración i).

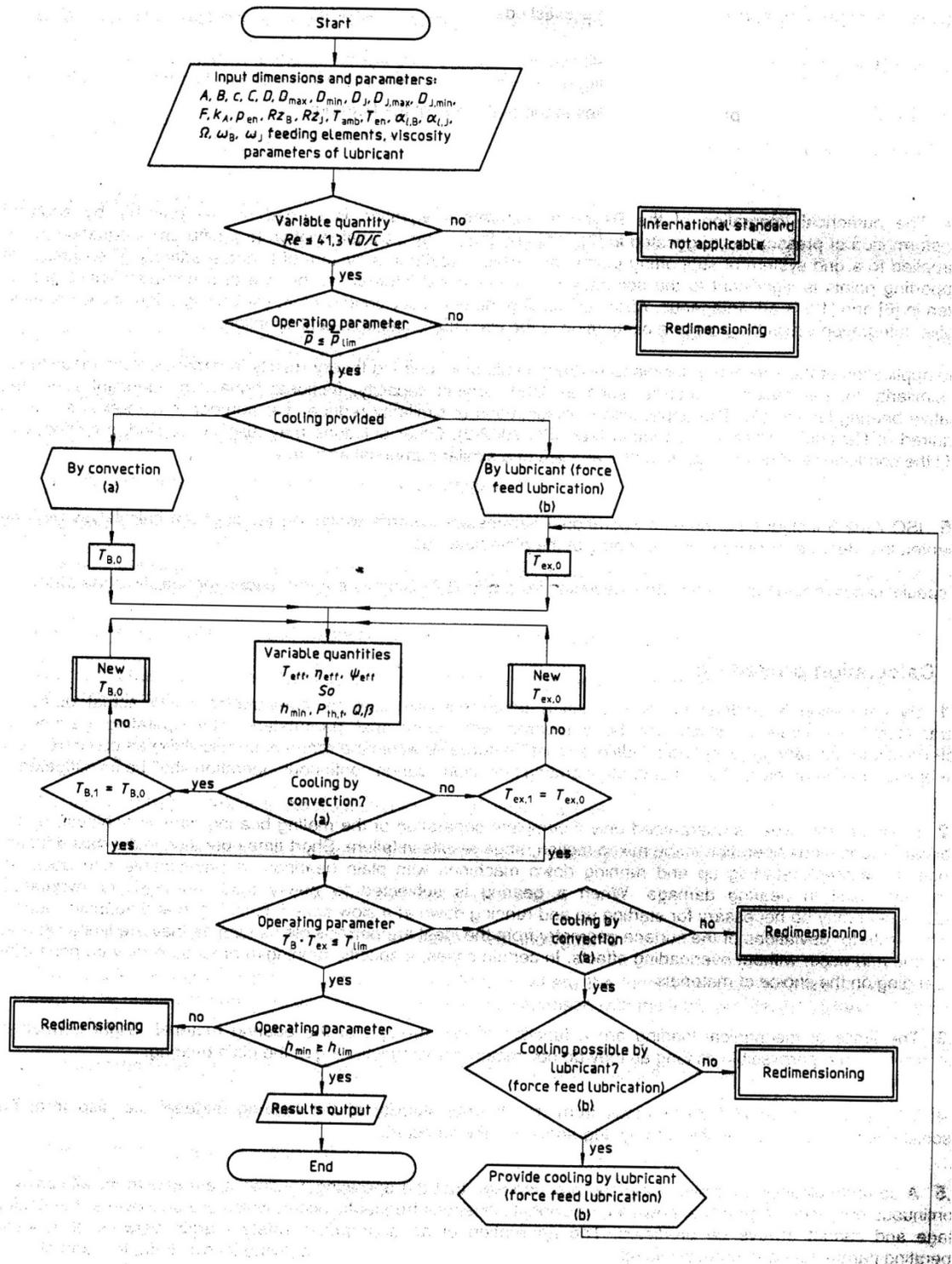


Figura 2.5 Procedimiento simplificado de cálculo.



2.6 Método de cálculo del par tribológico

Se establecerán las relaciones que se emplean para el cálculo de un cojinete hidrodinámico con lubricación forzada, que comprende la determinación de la viscosidad, el cálculo del número de Sommerfeld, el balance térmico y los espesores de película mínimo y límite, que permiten caracterizar el cojinete.

Determinación del número de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho U_j \frac{C_{R,eff}}{2}}{\eta} = \frac{\pi D N_j \frac{C_{R,eff}}{2}}{\nu} \leq 41,3 \sqrt{\frac{D}{C_{R,eff}}} \quad (2.4)$$

2.6.2 Comprobación de la capacidad de carga del cojinete

Partiendo de la condición: $p_{lim} \geq \bar{p}$ se puede comprobar la capacidad de carga del cojinete. Para determinar la carga límite que debe soportar el cojinete se emplea la tabla 2 que se muestra en la parte número 3 de la norma ISO 7902-3. Luego se procede a la comparación mostrada, teniendo en cuenta que el valor de p se determina por la siguiente expresión:

$$\bar{p} = \frac{F}{B \cdot D} \leq p_{lim} \quad (2.5)$$

De cumplirse esta condición se cumple que la carga aplicada es permisible para las dimensiones y condiciones del cojinete.

2.6.3 Determinación del calor disipado por convección

Se asume la temperatura inicial de cojinete

$$T_{B,0} = T_{eff} = 60^\circ C \quad (2.6)$$

**Viscosidad dinámica efectiva para el aceite**

$$\log(\eta_{eff}) = -2.7147 \cdot \log(T_{eff}) + 6,3604 \quad (2.7)$$

Holgura relativa efectiva

$$\psi_{m\acute{a}x} = \frac{D_{m\acute{a}x} - D_{j\min}}{D}$$

$$\psi_{\min} = \frac{D_{\min} - D_{jm\acute{a}x}}{D}$$

$$\psi_{prom} = 0,5(\psi_{m\acute{a}x} - \psi_{\min})$$

$$\psi_{eff} = \psi_{prom} \quad (2.8)$$

Donde:

- $D_{m\acute{a}x}$ – Diámetro máximo del cojinete, m
- D_{\min} – Diámetro mínimo del cojinete, m
- D – Diámetro del árbol, m
- ψ_{prom} - Holgura promedio
- ψ_{eff} - Holgura efectiva

Velocidad angular del eje

$$\omega_j = 2 \cdot \pi \cdot N_j \quad (2.9)$$

Donde:

- ω_j – velocidad angular del eje, s^{-1}
- N_j frecuencia de rotación del árbol, s^{-1}

Excentricidad relativa

$$\varepsilon = f\left(So, \frac{B}{D}, \Omega\right) \quad (2.10)$$



Esta se determina a partir de segunda parte de la norma ISO-7902-2. Se obtiene $e = 0,67 \div 0,97$

Relación entre el coeficiente de fricción y la holgura efectiva del cojinete

Obtenido del anexo 2, tabla 2 de la ISO 7902-2. Para su búsqueda se necesitan los valores de $(B / D, \Omega, \varepsilon)$.

$$\frac{f'}{\psi_{eff}} ; \quad (2.11)$$

Coefficiente de fricción

$$f' = \frac{f'}{\psi_{eff}} \cdot \psi_{eff} \quad (2.12)$$

Potencia pérdida en los cojinetes

$$P_{th,f} = f' \cdot F \cdot \frac{D}{2} \cdot \omega_j \quad (2.13)$$

Otras variables a identificar son: Q flujo de lubricante total, Q_p flujo de aceite debido a la presión de alimentación del lubricante, $Q_p \times$ coeficiente de flujo de aceite debido a la presión de alimentación del lubricante, Q_3 flujo de lubricante producto de la presión hidrodinámica, $Q_3 \times$ coeficiente de flujo de lubricante producto de la presión hidrodinámica, potencia pérdida en el cojinete.

Flujo de calor en el cojinete.

Gasto de flujo producto de las presiones internas

$$Q_3 = D^3 \cdot \psi_{eff} \cdot \omega_j \quad (2.14)$$

Gasto de flujo debido a la presión de alimentación

Este coeficiente depende en gran escala de los elementos de alimentación. Las diferentes expresiones que determinan este coeficiente se encuentran en la ISO 7902-2.



$$ql = 1,204 + 0,368 \cdot \left(\frac{d_l}{B}\right) + 1,046 \cdot \left(\frac{d_l}{B}\right)^2 + 1,942 \left[\frac{d_l}{B}\right]^3 \quad (2.15)$$

$$Q_p^* = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{(1 + \varepsilon)^3}{\ln\left(\frac{B}{d_1}\right)} \cdot q_1 \quad (2.16)$$

Donde:

- B – ancho del cojinete, m
- d_l – diámetro del agujero de lubricación del árbol

Gasto de flujo debido a la presión de alimentación Q_p . Este parámetro se determina utilizando la expresión:

$$Q_p = \frac{D^3 \cdot \psi_{eff} \cdot P_{ent}}{\eta_{eff}} \cdot Q_p^* \quad (2.17)$$

Gasto total lubricante:

El gasto total se calcula como:

$$Q = Q_3 + Q_p \quad (2.18)$$

Temperatura con que sale el lubricante

Como en este caso la disipación de calor es a través del lubricante, la temperatura de salida del lubricante al salir del cojinete se despeja de la ecuación que se muestra:

$$T_{sal} = \frac{P_{th,f}}{\rho c \cdot Q} + T_{ent} \quad (2.19)$$

Calor que se disipa por convección

$$P_{th,amb} = K_a \cdot A(T_B - T_{amb}), W \quad (2.20)$$



Temperatura media

$$T_{L,1} = \frac{T_{en} + T_{e,x}}{2} \quad (2.21)$$

Calor que disipa el lubricante

$$P_{th,amb} = \rho_c \cdot Q(T_{ext} - T_{int}), W \quad (2.22)$$

Comparación entre las temperatura

$$T_{L,0} \quad T_{L,1}$$

Conclusiones parciales del capítulo 2

- 1 Se identificaron las exigencias técnicas para un aceite lubricante marino en la lubricación del motor a Diesel Rusky, que permite seleccionar un aceite marino que permita establecer las condiciones de lubricación descritas por el fabricante.
- 2 Quedo establecido el método de cálculo que permite evaluar el sistema con el empleo del aceite lubricante marino DISOLA M4015 SEA40 para condiciones de lubricación hidrodinámica en el motor marino a Diesel Rusky.



CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Introducción

En este capítulo se exponen los resultados obtenidos, derivados por medio del análisis experimental sobre la base de expresiones matemáticas, que dieron un indicador del comportamiento desde el punto de vista operacional del sistema lubricación objeto de análisis; así como la valoración económica teniendo en cuenta los factores que ejercen su influencia directa o indirecta en el sistema, sin dejar atrás la valoración de impacto medioambiental al entorno que lo rodea.

En **objetivo** del presente capítulo es:

Realizar la valoración crítica de los resultados y a través de ella explicar los fundamentos científicos que dan solución al problema planteado a partir de la interpretación de las regularidades observadas.

3.2 Análisis de la composición química del aceite

En el anexo 3 se recoge la composición química de los aceites obtenida en el laboratorio de certificación de concordancia de aceites y materias primas de la empresa CUBALUB. Estos resultados expresan que el aceite lubricante para motores marinos DISOLA M4015 SEA40 cumple con las mismas exigencias del aceite lubricante conforme con el manual del productor de la máquina marina a Diesel Rusky.

Este aceite lubricante marino está diseñado especialmente para la lubricación de motores a diesel de mediana y alta velocidad, y también en la lubricación de motores turbocargados y de aspiración natural. Ideal para el asentamiento de pistones de motores marinos operados con Diesel.

3.3 Resultados obtenidos para el par tribológico

En la tabla 3.1 se resumen los resultados de los parámetros del sistema para análisis el régimen de trabajo que se pondrá de manifiesto.

Tabla 3.1 Resultados de los parámetros del sistema

Designación	Variable	Unidad	Ecuación	Resultado
Número de Reynolds	Re	-	2.4	85.96
Número de Reynolds critico	Re_{crit}	-	2.4	1074
Capacidad de carga	p	Pa	2.5	$7,912 \times 10^5$
Capacidad de carga limite	p_{lim}	Pa	2.5	6×10^5

Como se puede observa en la tabla 3.1, el valor del número de Reynolds calculado no supera el número de Reynolds crítico, concluyéndose que el sistema trabajará en régimen laminar con un flujo estable de aceite, que garantizará el espesor de la película de lubricante para crea condiciones para una lubricación hidrodinámica. Además que el cojinete tiene suficiente capacidad de carga si comparamos la capacidad de carga limite. En la tabla 3.2 aparecen mostrados los resultados del cálculo del cojinete luego de las iteraciones realizadas para arribar a la desenlace del problema.

Tabla 3.2 Resultados del cálculo del cojinete

Designación	Variable	Unidad	Ecuación	Resultado
Temperatura del cojinete	T_B	°C	2.6	60
Viscosidad dinámica efectiva del lubricante a la temperatura de trabajo	η_{eff}	Pa·s	2.7	0,0037
Holgura efectiva	Ψ_{eff}	-	2.8	$2,5 \times 10^{-3}$



Tabla 3.2 continuación

Designación	Variable	Unidad	Ecuación	Resultado
Velocidad angular del eje	ω_j	1/s	2.9	197,355
Excentricidad relativa	ε	-	2.10	0,8
Relación entre el coeficiente de fricción y la holgura del cojinete	f' / Ψ_{eff}	-	2.11	2.1067
Coefficiente de fricción	f'	-	2.12	5.267×10^{-3}
Número de Sommerfeld	So	-	2.3	2.675
Pérdidas por fricción	$P_{th,f}$	W	2.13	$1,258 \times 10^4$
Espesor de película mínimo	h_{min}	m	2.2	4.95×10^{-4}
Calor que se disipa por convección	$P_{th,amb}$	W	2.20	253.44

Como se puede observar en la tabla 3.2, la temperatura del cojinete, el espesor mínimo de película de lubricante, así como la excentricidad relativa se encuentran dentro de los valores permisibles por lo que se puede concluir que bajo las condiciones de operación del motor actuales, el cojinete debe operar de forma estable empleando el aceite lubricante marino seleccionado. Tomando en cuenta los resultados se pudo demostrar que el lubricante propuesto permite el trabajo del cojinete.

En la tabla 3.3 aparecen manifestados los resultados del cálculo del cojinete luego de las iteraciones realizadas para arribar a la solución del problema.



Tabla 3.3 Resultados del cálculo del lubricante

Parámetros técnicos	Simbología	U/M	Ecuación	Resultado
Espesor de película mínimo	h_{min}	m	2.2	$4,675 \times 10^{-4}$
Relación entre el coeficiente de fricción y la holgura del cojinete	f' / Ψ_{eff}	-	2.11	2,1067
Coefficiente de fricción	f'	-	2.12	$5,267 \times 10^{-3}$
Pérdidas por fricción	$P_{th,f}$	W	2.13	$1,258 \times 10^4$
Temperatura media del lubricante	$T_{l,l}$	$^{\circ}C$	2.22	60
Temperatura efectiva del lubricante	T_{eff}	$^{\circ}C$	2.22	65
Viscosidad dinámica efectiva del lubricante a la temperatura de trabajo	η_{eff}	$Pa \cdot s$	2.7	0,0035
Número de Somerfield	So	-	2.3	2.828
Excentricidad relativa	ε	-	2.10	0,7
Relación entre el coeficiente de fricción y la holgura del cojinete	f' / Ψ_{eff}	-	2.11	1.8
Pérdidas por fricción	$P_{th,f}$	W	2.13	$1,075 \times 10^4$
Coefficiente de fricción	f'	-	2.12	$4,5 \times 10^{-3}$
Gasto de flujo producto de las presiones interna	Q_3	m^3/s	2.14	$5,254 \times 10^{-3}$

Tabla 3.3 Resultados del cálculo del lubricante (continuación)

Parámetros técnicos	Simbología	U/M	Ecuación	Resultado
Gasto de flujo producto a la presión de alimentación	ql	-	2.16	1.27
	Q_p^*	-	2.17	0.122
	Q_p	m^3/s	2.18	20.256
Gasto total de lubricante	Q	m^3/s	2.19	20.261
Calor disipado por el lubricante	$P_{th,l}$	W	2.20	7.294×10^8
Temperatura de salida del lubricante	T_{sal}	$^{\circ}C$	2.21	65

Como se puede observar en la tabla 3.3, el rango designado para el espesor mínimo de película de lubricante, se ha establecido con valores válidos para el equipamiento que comúnmente se encuentra maquinas marinas, un espesor que permite condiciones de trabajo estables tomando en consideración el rango de excentricidad relativa, las pérdidas por fricción líquida, pérdidas de rigidez de la película de lubricante y las fugas laterales. Además, se tiene en consideración el rango de excentricidad relativa que propone (Orlov, 1985).

3.4 Valoración económica

Actualmente la empresa Puerto Moa está llevando a cabo estrategia para lograr más calidad en la política de manteamiento y aumentar la vida útil de su equipamiento. Teniendo en cuenta la situación mundial existente en el precio de un barril de petróleo y por el aumento de los precios de los productos derivados del mismo, se hace necesario buscar soluciones que ahorren lubricante.



Teniendo en cuenta este trabajo la determinación de los parámetros técnicos del sistema de lubricación, nos permite tener un mejor control del funcionamiento del sistema de lubricación

Además se debe tener el control de mantenimiento adecuado y el cambio de aceite realizado por análisis de laboratorio, teniendo en cuenta los parámetros condenatorios, para evitar que se realicen un cambio de lubricante estando este dentro de los valores permisibles, lo cual provocaría un gasto innecesario y pérdidas económicas.

Por otra parte, si valoramos que el elemento que permite el funcionamiento de máquina marina y de vital importancia es el motor de combustión interna y su valor económico es de 80350,9 CUC y para que su funcionamiento sea óptimo depende fundamentalmente del sistema de lubricación, de la calidad y cantidad del lubricante, y este valor de 651,9 en ambas monedas para el Castrol MLC 40, siendo 307,4 en ambas monedas para el Disola M4015 SAE 40 la tabla 3.4 y tabla 3.5 muestra los precios del aceite y el motor que compone el sistema y el costo total.

Por este concepto se ahorra a través del cambio del lubricante equivalente a la diferencia de la afectación del motor de combustión interna 344,5 CUC del costo total que representa un ahorro del 52 % del valor total de la compra de una carga de aceite para el motor.

**Tabla 3.4 Resultado del cálculo económico para el aceite actual**

Aceite	U/M	Cant.	Precio CUC	Precio CUP	Importe CUP	Importe CUC	Total
Castrol MLC SAE40	Litro	265	2,46	0,00	0,00	651,9	651,9
Motor Marino	U	1	80350,9			80350,9	80350,9
Costo total en ambas monedas							81002,75

Tabla 3.5 Resultado del cálculo económico para el aceite propuesto

Aceite	U/M	Cant	Precio CUC	Precio CUP	Importe CUP	Importe CUC	Total
Disola M4015 SAE 40	Litro	265	1,16	0,16	42,4	307,4	307,4
Motor marino	U	1	80350,9			80350,9	80350,9
Costo total en ambas monedas							80658,3

Diferencia: 344,5 en ambas monedas. Para un 52 % de ahorro en la compra del nuevo lubricante.

3.5 Impacto medio ambiental

Los continuos y profundos estudios realizados a los lubricantes minerales y sintéticos a lo largo de los últimos años han arrojado que de cierto modo los mismos causan un



efecto perjudicial tanto sobre el medio ambiente como sobre el propio hombre. Es por ello que la búsqueda de la solución a estos problemas, surge dentro del mundo de la lubricación una nueva generación de lubricantes, reconocidos como especiales y que se destinan en lo fundamental a la lubricación de máquinas y equipos de la industria alimentaria y farmacéutica. Estos lubricantes de última generación serán los responsables de velar porque la lubricación del futuro no afecte el medio ambiente sino que forme parte integral del mismo.

La lubricación puede tener un impacto positivo o negativo sobre el medio ambiente dependiendo de su manejo y los productos que se estén utilizando. La conciencia ambientalista que se ha despertado en el mundo entero principalmente a partir de los años 80 propende por la protección de la tierra, el agua y el aire, y cuida de que aquellos compuestos o sustancias que le son añadidos no sean utilizados y sean reemplazados por productos alternativos. Los lubricantes minerales o derivados del petróleo que se utilizan en volúmenes que ascienden a millones de galones diarios, fueron durante muchos años y aún en la actualidad se presenta, arrojados a la tierra, a los ríos o se quemaban como productos de combustión (mezclado con un combustible).

Como resultado de los últimos estudios sobre la atmósfera de la tierra y del deterioro que esta viene sufriendo, se ha empezado a tomar conciencia ambientalista en lubricación por parte de la industria mundial y de los productos de lubricantes, surgiendo como consecuencia los “lubricantes con conciencia ambiental” los cuales permiten la conservación de los recursos no renovables, reducción de las fuentes de contaminación ambiental reciclaje y biodegradabilidad. Se pueden considerar lubricantes aquellos que retrasan el impacto negativo y no tienen ninguna incidencia sobre el medio ambiente. En



la actualidad se tienen bien definidos tres grupos de lubricantes: Ecológicos, Biodegradables y No Tóxicos.

Cuba al igual que el resto del mundo está obligada a insertarse en los novedosos aspectos del mundo de la lubricación. Lo anterior permitiría revisar, perfeccionar y mejorar el cumplimiento de las normativas internacionales para la correcta lubricación de las máquinas y equipos de la industria alimentaria y farmacéutica cubana.

El efecto de los lubricantes sobre la durabilidad y fiabilidad de los elementos de máquinas se define por la capacidad de estos de proteger las superficies de fricción del desgaste, de garantizar las requeridas condiciones de fricción y de disminuir las pérdidas por fricción. Es por ello que evaluar el efecto de los lubricantes sobre la durabilidad y fiabilidad de los elementos de máquinas significa, considerar las cuestiones relacionadas con su efecto lubricante, y la influencia sobre la fricción y el desgaste de las superficies de determinados elementos de máquinas. El análisis de estas cuestiones resulta el objetivo fundamental de este material.

Conclusiones parciales del capítulo 3

- ✓ Se realizan estudios de nuevos productos que constituyen algunos de los productos contaminantes los cuales pueden ser tratados con tecnología adecuada, entre ellos se encuentran los aceites biodegradables.
- ✓ Se realizó la valoración económica del trabajo valorándose los resultados económicos obteniendo un ahorro de 344,5 en ambas monedas para un 52%.



CONCLUSIONES GENERALES

1. Las propiedades o exigencias más significativas a la hora de seleccionar un aceite lubricante marino para motores a Diesel son: la viscosidad, índice de viscosidad, flujo a baja temperatura, estabilidad térmica y de oxidación, resistencia a la corrosión, propiedades antidesgaste, resistencia a la formación de espuma y de detergencia y dispersancia. De ellas la más importante es la viscosidad, por varía con el incremento de la temperatura.
2. Se obtuvieron valores del número de $Re = 85.6$ inferior al crítico del sistema $Re_{crit} = 1047$, de espesor de la película de lubricante $h_{min} = 4,675 \times 10^{-4} m \geq h_{lim}$, asentado que el uso del aceite lubricante marino DISOSOLA M4015 SAE40 en la lubricación del motor a Diesel Rusky, garantiza condiciones de lubricación hidrodinámica bajo un de flujo de laminar de aceite estable.
3. Luego de definir los principales aspectos teóricos y experimentales acerca de la lubricación hidrodinámica, establecer el método de cálculo para los pares tribológicos y alcanzar los resultados se afirma, que se puede emplear el aceite lubricante marino DISOSOLA M4015 SAE40 en la lubricación del motor a Diesel Rusky con un ahorro del 52 % (344,5 en ambas monedas) por cada carga de trabajo.



RECOMENDACIONES

- Continuar los estudios relacionados con el efecto que tiene la combustión, contaminación y oxidación en su periodo de servicio, para establecer los periodos de cambio.
- Utilizar este trabajo como referencia en la selección de aceites lubricantes marinos para la lubricación de los motores a Diesel en los remolcadores de la empresa Puerto Moa.
- Recomendar la aplicación de la aceite DISOLA M4015 SAE40 en la lubricación del Motor marino a Diesel Rusky.

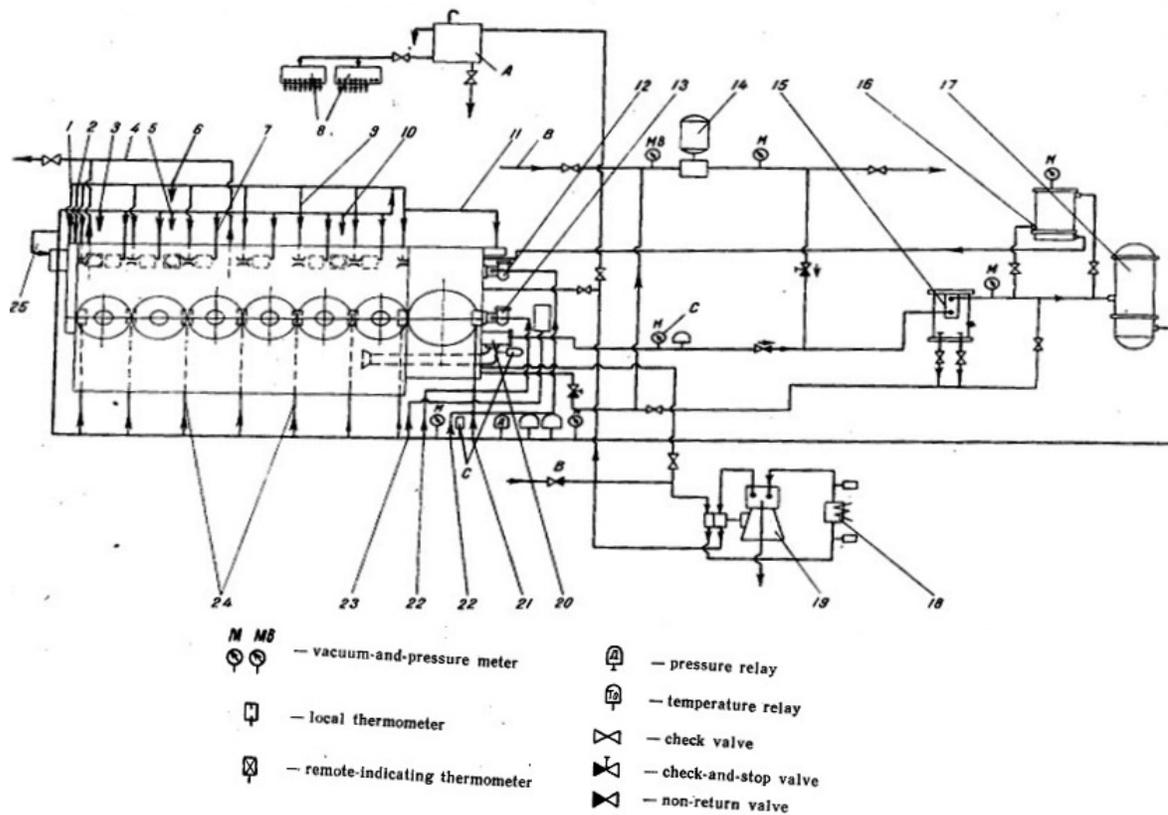
BIBLIOGRAFÍA

1. Vignolo, G.; Barilác, D.; Quinzanib, L., “Determinación numérica de parámetros físicos en la película fluida de cojinetes hidrodinámicos”. *Mecánica Computacional*. Vol. XXVIII 3(6) 1689-1702, 2009.
2. Durany, J.; Pereira, J.; Varas, F., “Análisis Termohidrodinámico de un par eje-cojinete combinando Métodos de Volúmenes Finitos y Elementos de Contorno”. *Revista de la Asociación Portuguesa de Análisis Experimental de Tensiones*. Vol. 13 13-25, 2006.
3. Girón, P., Cortínez, Víctor.; “Una generalización de la Ecuación de Reynolds para el Análisis de Problemas de Lubricación en Cojinetes”. *Mecánica Computacional* Vol. XXII. 1399 – 1410, 2003.
4. Hamrock, B.J., Schmid, S.R., and Jacobson, B.O., *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, Second Edition, Marcel Dekker, Inc., 2004.
5. Pinkus, O., *Theory of Hydrodynamic Lubrication*. Editorial McGraw Hill, 1961.
6. Vignolo, G.G., Barilá, D.O., and Quinzani, L.M., Análisis del Comportamiento del Cojinete de Longitud Finita Usando el Método de Perturbación Regular, *Mecánica Computacional*. Vol. XXVI, 592-604, 2007.
7. Vignolo, G.G., Barilá, D.O., and Quinzani, L.M., Estudio del Comportamiento de Cojinetes Hidrodinámicos de Longitud Finita, *Actas del I CAIM*, 2008.
8. S.M. Chun. Thermohydrodynamic lubrication analysis of high-speed journal bearing considering variable density and variable specific heat, *Tribology International*, 37:405-413, 2004.



9. International organization of Standardization (ISO)., “Hydrodynamic Plain journal bearing under steady-state conditions”, ISO Standard 7902, Génova, 1998.
10. García F. Luis., Sistemas de Lubricación: Evacuación Del Calor En Los Sistemas De Lubricación. PARTE 2. Folleto de Diplomado de Ingeniería de Lubricación Y Lubricantes. pág. 61.
11. Piera acosta, Federisco: Maquinaria Marítima Auxiliar. Editorial Científico Técnica. Instituto Cubano del libro, la Habana, 1975.
12. Kowalski, Alfred; Zoczek, Zbiguiew. Tecnología de la reparación de las salas de máquinas navales. Tomo I. Impreso por el combinado de Guantánamo Juan Marínelo en el mes Junio de 1983 “Año del XXX aniversario del Moncada”.

Anexos 1.



Esquema del sistema lubricación del motor RUSKY



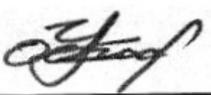
Anexos 2. Tabla 2 de ISO 7902 – 2 (1998)

**Table 4 — Values of the basic characteristics for
 $\Omega = 360^\circ$ and $B/D = 0,75$**

ε	β	S_o	f'/ψ	f/ψ	Q_3^*
0,2	75,022	0,158 4	20,390 9	13,237 2	0,325 5
0,4	62,258 4	0,399 3	8,760 6	6,183	0,065
0,6	49,355 4	0,915 5	4,516 7	3,316 1	0,097 2
0,8	34,514 4	2,784 8	2,106 7	1,571 2	0,129 2
0,9	25,188 7	7,161 4	1,197 9	0,969 6	0,144 7
0,925	21,882 3	10,461 1	0,962 7	0,801	0,148 3
0,95	17,739 3	17,736 3	0,711 9	0,611 4	0,151 6
0,975	12,426 4	42,382 9	0,438 4	0,386 9	0,153

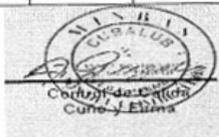
**Anexos 3. Resultados del análisis químico de los aceites**

		EMPRESA LUBICANTES CERTIFICADOS DE CONCORDANCIA ACEITES Y MATERIA PRIMAS		RCP-08-03-01	
REGISTRO No		Z/6-28	Z/6-29		
PRODUCTO		Disolan 4015	MLC-40		
ORIGEN		Holguín	Holguín		
FECHA DE EMISION		3/5/12	3/5/12		
CERTIFICADO No					
No	Índice de Calidad			ASTM	IP
1	Agua por destilación % vol / vol			95	74
2	Apariencia			Visual	
3	Anilina				
4	Aromático % masa			3238	
5	Azufre Total % masa			129	61
6	B. N. mg KOH / g	13.99	11.32	2896	276
7	Cenizas Sulfatadas % masa			874	
8	Cenizas Totales % masa			482	4
9	Color ASTM			1500	196
10	Contenido de Calcio % masa				308
11	Contenido de Cloro % masa			808	
12	Contenido de Fósforo % masa				245
13	Contenido de Magnesio % masa				308
14	Contenido de Molibdeno % masa				308
15	Contenido de Zinc % masa				308
16	Contenido de Zinc ppm				308
17	Corrosión Lam. de Acero				
18	Corrosión Lam. de Cu 3 h a 100' c			130	154
19	Cross test.				
20	Demulsificación seg				19
21	Densidad a 15 °c g/cm ³	0.8963	0.8923	1298	160
22	Depresión de Fluidéz °c				
23	Emulsión a °c			1401	
24	Estabilidad de Emulsión				
25	Espuma:			892	146
	a 24 °c				
	a 94 °c				
	a 24 °c				
26	Fosfato cualitativo				245
27	Incremento de Ind. Viscosidad				
28	Incremento de Viscosidad				
29	Impurezas Mecánicas % masa			Visual	
30	Índice de Refracción				
31	Índice de Viscosidad	94	96	2270	226
32	Infrarrojo				
33	Insoluble en N-pentano				
34	Insoluble en Benceno				
35	No de neutralización mg KOH/ g			974	139
36	No de Saponificación mg KOH/g			94	136
37	PH				
38	Residuo de Carbón Conradson % masa			189	13
39	Temperatura de Fluidéz °c			97	15
40	Temperatura de Inflamación °c CCA	250	240	92	36
41	Temperatura de Inflamación °c PM			93	34
42	Viscosidad a °c				
43	Viscosidad a 40 °c mm ² /seg (sCt)	152.19	132.86	445	71
44	Viscosidad a 100 °c mm ² /seg (sCt)	14.58	13.47	445	71


FECHA DEL LABORATORIO


ISO 9001
BUREAU VERITAS
Certification


MINISTERIO DEL INTERIOR
REGISTRO DE LA GACETA DE LEYES
REGISTRO No. 137-2007


MINISTERIO DEL INTERIOR
CUBALUB
Controlado por el
Cuero y Edina