



RECTIFICADORA RECSEL

INDICE

TEMA	PAGINA
RESUMEN	4
INTRODUCCIÓN	5
CAPÍTULO I EL CIGÜEÑAL:	
1. Generalidades	7
2. Destalles Constructivos	10
a. Materiales para su construcción	11
b. Cigüeñales Pequeños	12
c. Cigüeñales Grandes	14
3. Trabajo del Cigüeñal	19
4. Amortiguador de Vibraciones Torsionales	20
5. Manivelas o Brazos	23
6. Balance o Equilibrio Dinámico antes de su Montaje	26
CAPITULO II: FACTORES QUE AFECTAN LA VIDA DEL CIGÜEÑAL	
1. Materiales	29
2. Diseño	31
3. Lubricación	45
4. Combustión	48

TEMA	PAGINA
3. Causas del Desgaste y sus Soluciones	82
4. Materiales y Propiedades de los Descansos	90
a. Cojinetes de metal blanco o babbitt	91
b. Los descansos de cadmio	94
c. Cojinete de Bronce al plomo	96
d. Descansos de Metales Ligeros	97
e. Descansos de Bronce	97
f. Aleaciones de zinc para descanso	98
g. Descanso de latón	99
h. Los descansos de fundición	99
i. Los metales de polvos sinterizados	100
j. Los descansos de material sintético	100
CAPITULO IV AVERIAS DEL CIGÜEÑAL	
1. Mala Alineación (Deflexión)	105
2. Corrosión	115
3. Rayaduras	118
4. Ovalización y Conocidad Anormal	121
5. Pérdida de Dureza	125
6. Pruebas No Destructivas	133
7. Ejemplos de Fallas	146
CONCLUSIONES	163
GLOSARIO	164
BIBLIOGRAFIA	171

INDICE DE TABLAS

N°	NOMBRE	PAGINA
1	Esfuerzos admisibles para cigüeñales fundidos y forjados	30
2	Composición química para cigüeñales contruidos al carbono y carbono-manganeso	31
3	Orden de encendido de motores de cuatro tiempos en línea	61
4	Orden de encendido para motores de cuatro en "V"	64
5	Desgaste Excesivo, Problemas y Soluciones	83
6	Material para Metales	91
7	Composición química me metal blanco a base de estaño – plomo	92
8	Composición química de metal blanco a base de cadmio	94
9	Composición de bronces	98
10	G = Fundido, Velocidad de Resbalamiento = 0,1 m / seg.	99
11	Deflexión Eje Cigüeñal	110
12	Tolerancia de acuerdo al diámetro de los muñones	123
13	Dureza Rockwell	131
14	Dureza Rockwell Superficial	131
15	Tabla de correspondencia entre escalas Brinell, Rockwell (C y D) y Vickers	132

INDICE DE GRAFICOS

N°	NOMBRE	PAGINA
1	Agentes que intervienen en la vida útil del Eje Cigüeñal	76
2	Dureza de distintos metales de cojinetes a 20° y 200°C	93
3	Dureza en caliente de metales blancos a base de plomo, zinc y estaño	94

RESUMEN

La presente memoria mostrará la importancia del cigüeñal dentro del ámbito de las maquinas marinas, exponiendo a la vez sus principales características físicas como también se presenta un análisis de los cojinetes utilizados en los motores marinos, las posibles fallas, soluciones de montaje y sus propiedades, debido al intenso trabajo al que está sometido, influenciado por determinados agentes entre ellos principalmente el diseño, los materiales usados en su fabricación, lubricación, combustión , orden de encendido, velocidad crítica y desgaste normal.

Se analizan las fallas del cigüeñal mediante pruebas destructivas y no destructivas, dentro de las cuales se presentan con mayor frecuencia la mala alineación, la corrosión, las rayaduras, la ovalización y conicidad, además de la pérdida de dureza por desgaste.

INTRODUCCION

El motor Diesel es una máquina de combustión interna que debe su nombre a su inventor el Ingeniero alemán Rudolf Diesel, quien lo patentó en la ciudad de Munich en 1882, para luego construir el primero de esta serie de motores en 1886.

En este tipo de motor, solamente se comprime aire dentro de los cilindros, para luego, cuando el aire ya está lo suficientemente comprimido, inyectar la carga de combustible finamente atomizada dentro del cilindro logrando la ignición por el calor producido gracias a la compresión del aire, la que varía a razón de entre 12 y 24:1.

Las partes de movimiento de un motor diesel son aquellas unidades que convierten las fuerzas desarrolladas en los cilindros productos de la combustión del combustible, en energía mecánica que es llevada al cigüeñal, estas partes están distribuidas en forma tal que el movimiento lineal alternativo es transformado a movimiento circular uniforme. Dichas piezas están divididas en tres grupos principales que son las que tienen movimiento rotatorio (los cigüeñales y ejes de levas), las que tienen movimientos alternativos (los pistones, los pasadores del pistón y anillos) y las que tienen movimientos rotatorios y alternativos (las bielas). En el primer grupo se encuentran los elementos que a juicio de muchos expertos, son los que revisten una especial importancia para el buen funcionamiento de los motores propulsores, cualquiera sea su tipo, forma o tamaño. Es por este motivo que la presente memoria pretende profundizar el estudio de todos los aspectos relacionados con el cigüeñal.

Los cigüeñales necesitan de un cuidado exclusivo ya que están sometidos a grandes esfuerzos flexotorsionales periódicos, por lo tanto, se debe evitar que exista la más mínima distorsión de su estructura ya que un pequeño descuido u omisión de una simple calibración puede traer graves consecuencias a la vida de una máquina, ocasionando hasta la paralización de la nave, lo que implica elevadísimos costos para los armadores.

CAPITULO I

EL CIGÜEÑAL

1. GENERALIDADES

El cigüeñal es una de las piezas más importante de un motor de combustión interna, tiene la función de convertir el movimiento lineal alternativo del pistón, producido por la presión de los gases de combustión y por intermedio de la biela en movimiento circular uniforme, como se aprecia en la Figura N°1.

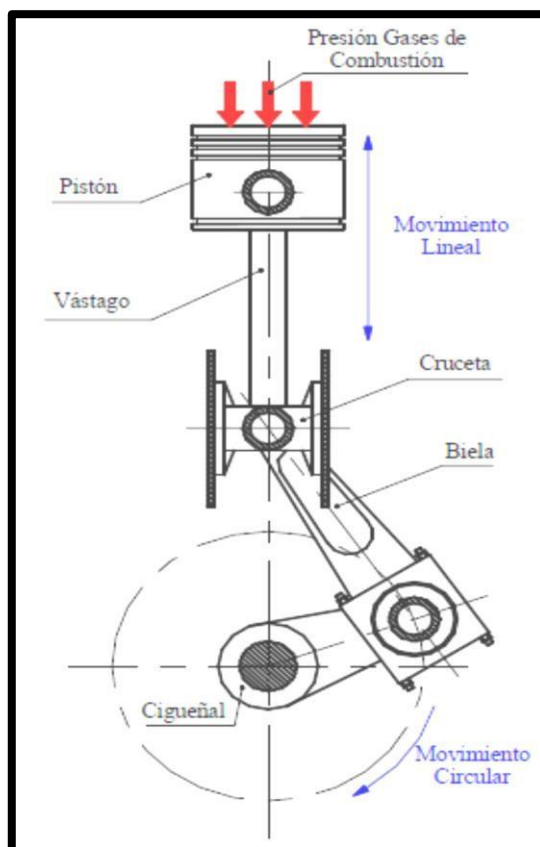


Figura N°1: Mecanismo Pistón, Cruceta Biela y Cigüeñal

El Cigüeñal también puede ser llamado en forma compuesta como **Eje Cigüeñal**, **Árbol de Manivelas** o **Eje Motor**. Los ejes están definidos como órganos de sustentación de las piezas de máquinas que están animadas por movimientos de rotación en V o de oscilación y han de permitir, por consiguiente, un movimiento de rotación completa o parcial a otros componentes (alrededor de su eje

geométrico), como por ejemplo: ruedas, poleas, balancines y palancas. Los ejes destinados a servir de sostén a otros órganos se denominan con frecuencia “**ejes de carga**”, los cuales están sometidos únicamente a flexión bajo la acción de su propio peso, el de las piezas que han de sostener y de las fuerzas exteriores, pero nunca están sometidos a torsión por estas últimas. Sin embargo, estos ejes no dejan de sufrir un esfuerzo de torsión debido a la resistencia de rozamiento que se genera en la superficie de los muñones, pero su valor es tan insignificante que puede ser despreciado en el cálculo. Si el eje, además de servir de soporte, transmite momentos de rotación, entonces estos ejes están sometidos a esfuerzos de flexión y torsión a la vez.

El cigüeñal es sin duda el componente más caro, debido a los elevados costos de diseño y fabricación. En los primeros tiempos, el motor típico de combustión interna era monocilíndrico y el cigüeñal, al tener una sola manivela, era completamente semejante al antiguo “berbiquí” de carpintero, denominado en francés “*Vilebrequin*”, cuyo término es aún hoy día el apelativo francés correspondiente al español cigüeñal. Los ingleses lo llaman “*Crankshaft*”, cuya traducción significa árbol-manivela.

El cigüeñal está compuesto por: (Ver Figura N°2)

Muñones, Puños o Alfileres de Bancada

Muñones, Puños o Alfileres de Biela

Manivela, Codo o Brazo de Cigüeñal

Contrapesos

Extremos de Caja del Distribución y del Amortiguador de Vibraciones

Extremo del Volante de Inercia y Conductos de Lubricación

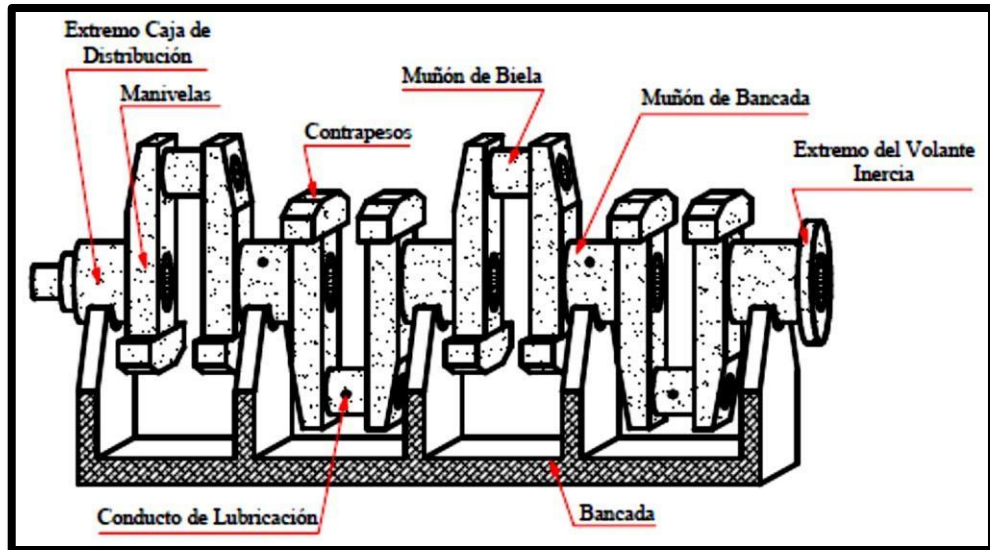


Figura N°2: Componentes del Cigüeñal

Cada muñón de biela está formado por dos brazos llamados “*manivela, brazo de cigüeñal o cigüeña*” (Figura N°3). Este muñón de biela y los muñones de bancada giran sobre los cojinetes principales de bancada, los cuales soportan al cigüeñal. La disposición de los apoyos de bancada obedece a razones de resistencia, repartición de fuerzas, ciclo de trabajo (según sea el motor de dos o de cuatro tiempos), y orden de encendido.

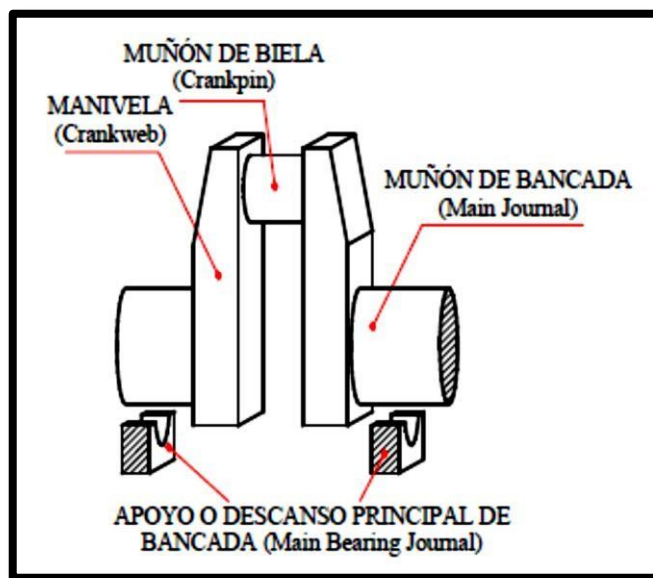


Figura N° 3: Sección de Cigüeñal y Partes que la Componen

El número de descansos de bancada puede variar bastante, tal como se ilustra en la Figura N°4. La elección depende de razones técnicas y económicas, la solución más económica es un cigüeñal con solo dos apoyos en los extremos o dos

descansos principales de bancada (Figura N°4), pero en este caso no se puede pretender alcanzar potencias elevadas a altas variaciones de carga, de hecho, para evitar las flexiones y las consiguientes vibraciones del cigüeñal, es necesario que los muñones tengan el mayor diámetro posible y las manivelas una mayor sección. El cigüeñal y los pistones son pesados, por consiguiente las masas en rotación origina fuerzas considerables de flexión y torsión.

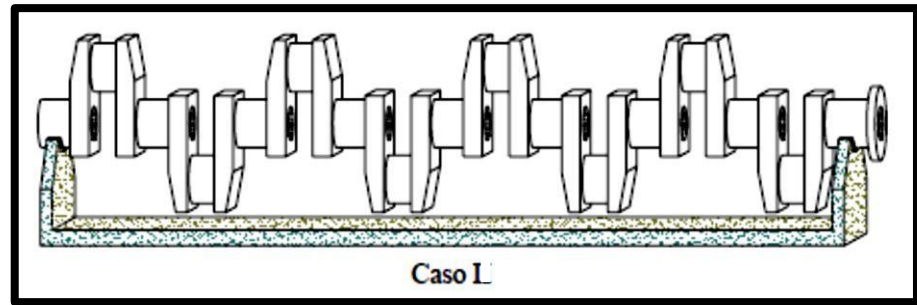


Figura N°4:
Dos casos con diferentes cantidades de descansos de bancada para un mismo cigüeñal de ocho cilindros

Por estos motivos, en los motores modernos y principalmente en los de mayor potencia se prefiere la solución de emplear cigüeñales con un número de muñones de bancada en relación al número de cilindros, como se describe a continuación:

$$\text{N}^\circ \text{ Muñones Bancada} = \text{N}^\circ \text{ Cilindros} + 1$$

Esta solución es más costosa, pero permite alcanzar potencias más elevadas y al mismo tiempo mayor ligereza del motor.

2. DETALLES CONSTRUCTIVOS

La misión del cigüeñal antes descrita no es otra que la de convertir, junto con la biela, el movimiento rectilíneo uniforme del pistón, en un movimiento circular. El cigüeñal es una pieza robusta, por lo que se ha de construir

dándole las dimensiones y espesores necesarios de manera que ofrezca una seguridad máxima en comparación con las otras piezas del motor, pues, los mayores esfuerzos a los que está sometido no solamente son producto de la transmisión de potencia y rozamientos, sino también por las vibraciones. La forma de construcción será enterizada, semi-armada o armada y dependerá del tamaño, número de cilindros, la disposición de estos, ya sea en línea o en V.

A. Materiales para su Construcción

El material usado en la construcción de cigüeñales es muy variado, dependiendo principalmente del tamaño de éste y también de factores como velocidad y potencia del motor. Por lo anterior, las condiciones que debe reunir el material son las siguientes:

Un límite elástico suficiente para transmitir el par motor y soportar los esfuerzos sin requerir dimensiones extraordinaria.

Una gran resistencia a los golpes (combustión) para evitar agrietamientos

Un límite de fatiga y coeficiente de amortiguamiento lo más elevados posibles para disminuir el efecto de las vibraciones.

Un coeficiente de fricción lo más pequeño posible para evitar desgaste excesivo.

Buenas condiciones de maquinado y forja.

Estas características, de las cuales varias son contrapuestas, hace que sean muy diversos los materiales que se empleen en la construcción de cigüeñales. Ahora, independiente del material usado y el método de construcción, los cigüeñales son siempre provistos de un tratamiento térmico, esto con el objetivo de optimizar las características mecánicas

de los materiales. Con esto se puede mejorar la dureza, la tenacidad, la resiliencia y la elasticidad, aumentando así la ductibilidad y capacidad para resistir impactos.

Algunos cigüeñales son endurecidos en la superficie de contacto de los muñones, ya sea de biela o de bancada, esto con el objeto de que un cojinete, cualquiera sea su aleación, pueda ser usado sin ocasionar desgaste indebido en el cigüeñal ya que, al tener una mayor dureza, se está ampliando su capacidad para oponerse a la penetración de otro cuerpo y a su vez, en forma proporcional se aumenta la resistencia al desgaste por rozamiento o por abrasión. En lo que se refiere a la dureza, será tratada ampliamente en capítulos posteriores.

B. Cigüeñales Pequeños (Ver Figura N°5)

En los motores pequeños y medianos, el cigüeñal es enterizo o de una sola pieza; este método de construcción es sin duda alguna el que proporciona un diseño de motor de mejores características, producto de su reducido peso y menor longitud entre centros de muñones y, además, es proporcional a su peso. Generalmente son contruidos de acero dulce al carbono, con una carga de rotura de 44 a 70 Kg/mm², donde el contenido de carbono suele ser de 0,2 a 0,35%. Este material tiene buenas cualidades de forja y maquinado, presenta un coeficiente de amortiguamiento bastante bueno y es lo suficiente tenaz para soportar las fatigas moderadas para las que se calculan los cigüeñales.

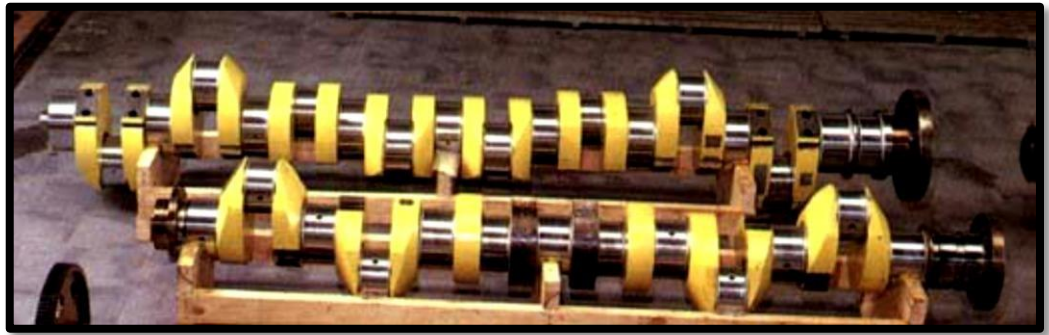


Figura N°5: Cigüeñales de 8 y 6 cilindros

En los motores de altas velocidades, los cigüeñales suelen ser de acero aleado de cromo-níquel o bien cromo-níquel-molibdeno, obteniéndose como resultado un material muy resistente a los choques, en que las cargas de rotura son a veces próximas a los 100 Kg/mm^2 y límite elástico del orden de $85 \text{ a } 90 \text{ Kg/mm}^2$. La desventaja de este material es su difícil forja y maquinado.

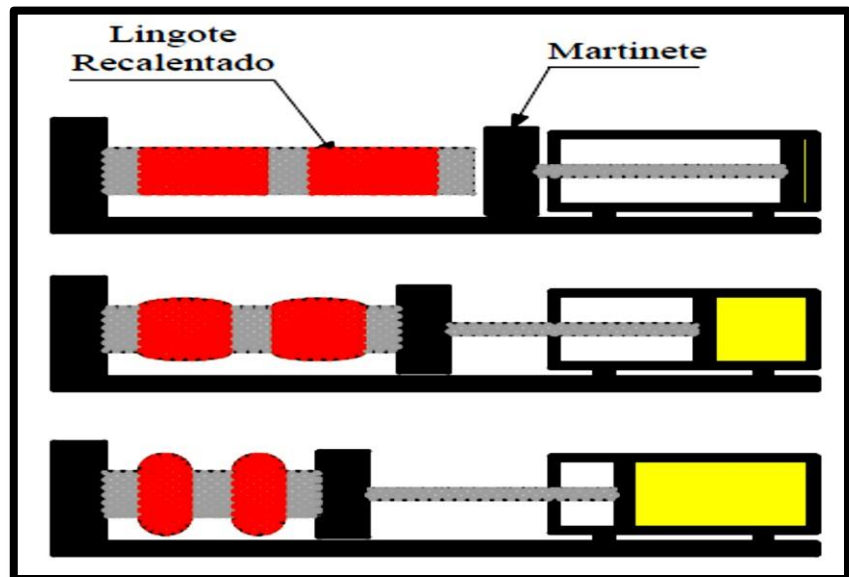


Figura N°6:
Secuencia de Procedimiento de forja de cigüeñal pequeño en martinete horizontal, a partir de lingote en caliente

Los cigüeñales pequeños son forjados a martinete horizontal y vertical tal y como se aprecia en la secuencia de las Figuras N° 6 y 7. Estos son forjados a partir de un lingote con ciertas áreas en calientes, de donde se dará origen a las manivelas. El lingote se obtendrá por medio del procedimiento Siemens-Martín. Este método de obtención de acero

es utilizado para conseguir el contenido de carbono deseado y además poder mantener alta la temperatura del horno (1550 a 1650°C) durante varias horas, como también reducir por oxidación la mayoría de los materiales que son denominados como impurezas silicio, fósforo, manganeso y azufre, que combinados con la caliza forman la escoria.

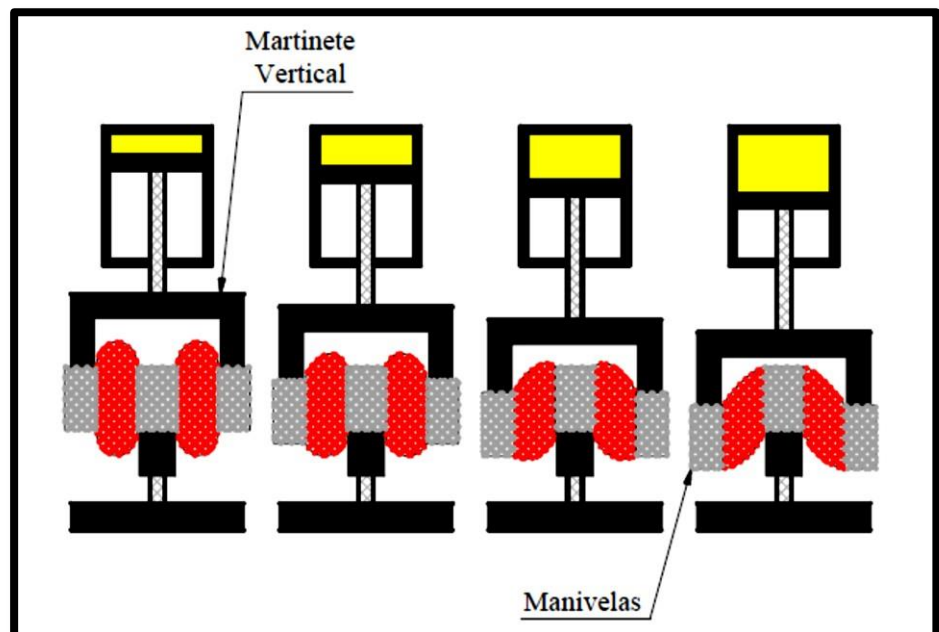


Figura N°7:
Procedimiento de Foja del Cigüeñal pequeño en martinete vertical, dando forma a las manivelas, aun cuando el lingote está en caliente

C. Cigüeñales Grandes

En los motores de mayor dimensión cuando por dificultad de forja no es posible emplear el método constructivo enterizo se utiliza el método semi-armado o armado, en cuyo caso el material de las manivelas puede ser de acero forjado dulce o acero fundido y el material de los muñones, ya sea bancada o biela, será de acero forjado, esto por las buenas cualidades de maquinado.

En la Figura N°8 se puede apreciar un cigüeñal de grandes dimensiones, pertenecientes a un motor propulsor de 6 cilindros, que proporciona una potencia aproximada de 14000 BHP. Cuando se da el caso que el cigüeñal es de gran longitud, este se divide en dos o más

secciones, las que son unidas por medio de pletinas circulares y pernos de fijación, esto permite que sean intercambiables, obteniéndose mayor economía y simplicidad a la hora de realizar el mantenimiento.

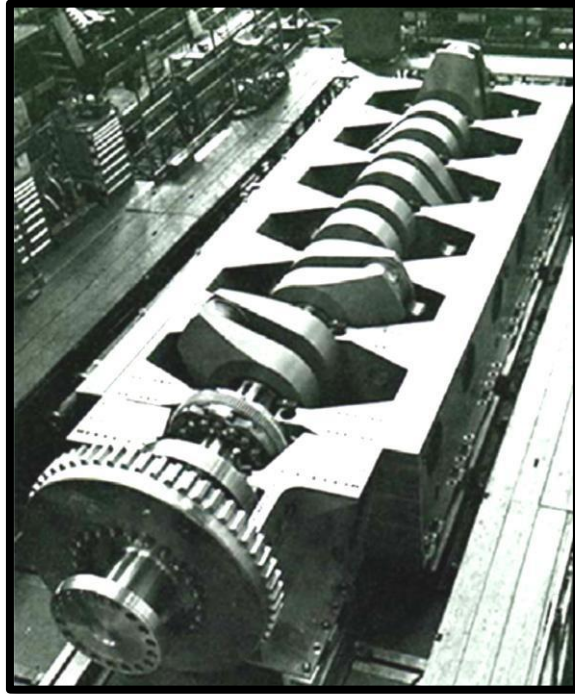


Figura N°8:
Cigüeñal de grandes dimensiones para motor de 6 cilindros

Como ya se mencionó, la construcción de cigüeñales de gran tamaño puede hacerse de dos formas:

La primera de ellas es el **método armado**, consiste en que las manivelas o brazos, los muñones de biela y los muñones de bancada, se forjan por separado para ser ensamblados posteriormente en caliente. Esta construcción solo es aconsejable cuando la carrera del motor es mayor en relación con el diámetro de los muñones y permite que entre las periferias de los muñones, en la manivela, quede una distancia recomendada por los fabricantes de por lo menos $\frac{1}{3}$ del diámetro de dichos muñones, tal como se aprecia en la Figura N°9.

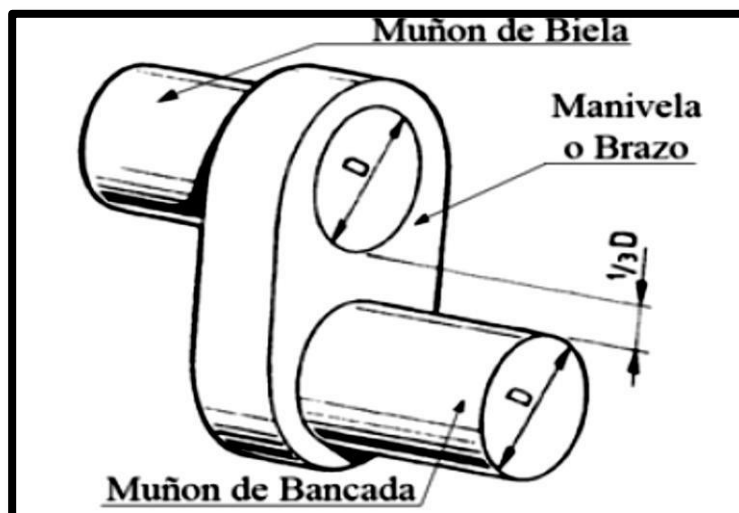


Figura N°9:
Sección de Cigüeñal para motores de carrera larga

Cuando esta disposición no es posible se recurre al **método semi-armado**, que tiene aplicación en motores de menor tamaño. En estos las manivelas y los muñones de biela son una sola pieza y sólo hay que calar los muñones de bancada, tal y como se aprecia en la Figura N°10.

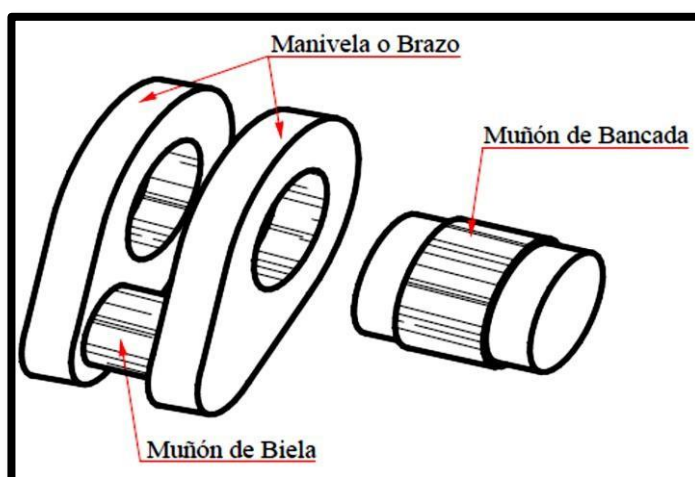


Figura N°10:
El muñón de biela y las manivelas forman una sola pieza. A la derecha queda el muñón de bancada a instalar

El calado en ambos métodos de construcción se efectúa calentando la manivela. Estas se introducen a un horno durante unas horas, exponiéndola a temperaturas que oscilan entre 200 y 400°C, obteniéndose así una dilatación aproximada a 1/200 del diámetro, lo cual permite la introducción de los muñones, formando así las

secciones de cigüeñal, que una vez frías, quedan rígidamente unidas, como se aprecia en la Figura N°11

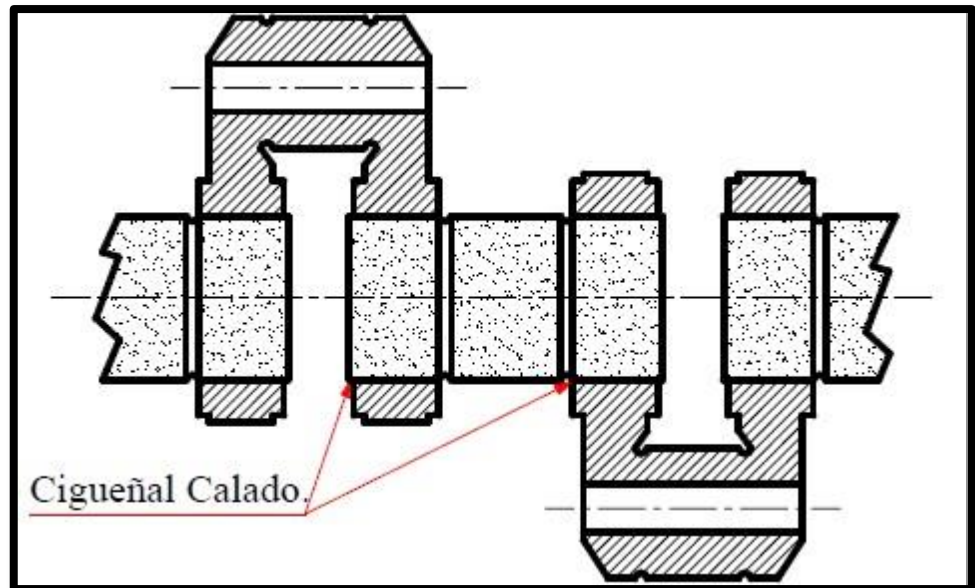


Figura N°11:
Cigüeñal Calado. Las manivelas son calentadas en un horno y caladas con los muñones de bancada, quedando las dos piezas firmemente unidas al alcanzar la misma temperatura

Otro método de construcción de cigüeñales para motores diesel marinos de gran tamaño es el que ha sido desarrollado por M.A.N – B&W Diesel que logró fabricar los llamados cigüeñales “de una pieza”, contrariamente a los cigüeñales “compuestos” por más de una parte.

Los cigüeñales de una pieza son soldados y sus propiedades físicas son tan buenas como los cigüeñales fabricados de una pieza de acero. Los cigüeñales soldados son además más ligeros que los convencionales, requieren menos espacio y gracias a su mayor resistencia puede aumentar la potencia del motor, conservándose o incluso reduciéndose las dimensiones anteriores del mismo, es decir, la distancia entre cilindros, la anchura y longitud de bancada y la altura del motor. Con esto se aumenta la presión de combustión, lo cual puede disminuir el consumo específico de combustible manteniendo la misma potencia del motor.

En el caso del cigüeñal soldado, el constructor tiene mayor libertad para optimizar la forma, el peso y la distribución del mismo. Con el método de calado, por el contrario, la forma y el peso de una manivela específica son casi constantes.

En el ejemplo siguiente quedan demostradas las ventajas del cigüeñal soldado. Se tiene un motor fabricado por M.A.N – B&W, modelo L90MC de 7 cilindros, que proporciona una potencia aproximada de 1700 HP, el que posee un cigüeñal de construcción convencional con un peso de 258 toneladas, que tiene que ser dividido en dos secciones con 3 y 4 cilindros respectivamente. Si se construyera un cigüeñal soldado en una sola pieza, para el mismo motor y con las mismas dimensiones, se puede llegar a un ahorro de 77 toneladas de peso en el cigüeñal y de hasta 90 toneladas en el motor completo, especialmente en el caso de los sistemas de propulsión marinos, pues al reducir las dimensiones del motor, significa costos específicos más bajos y permiten también, por ejemplo, aumentar la capacidad de carga del buque.

Otra ventaja que poseen los cigüeñales soldados está en directa relación con su ahorro de material, ya que se facilita el mecanizado, el manejo y el transporte en los talleres y el montaje. En la Figura N°12, la zona achurada muestra el ahorro de material posible en un cigüeñal soldado en comparación con un cigüeñal compuesto y en la Figura N°13 se aprecia la disposición del cordón de soldadura alrededor del muñón de bancada.

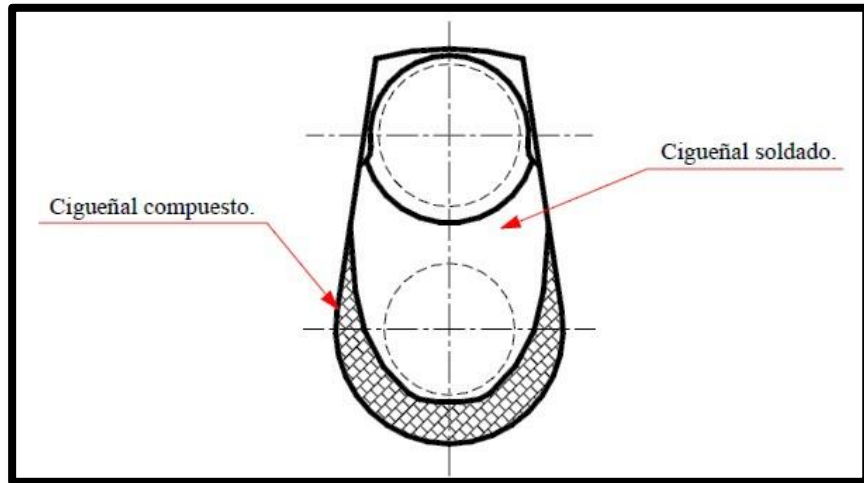


Figura N°12:
Plano en corte de manivela y el ahorro de material posible en un cigüeñal soldado

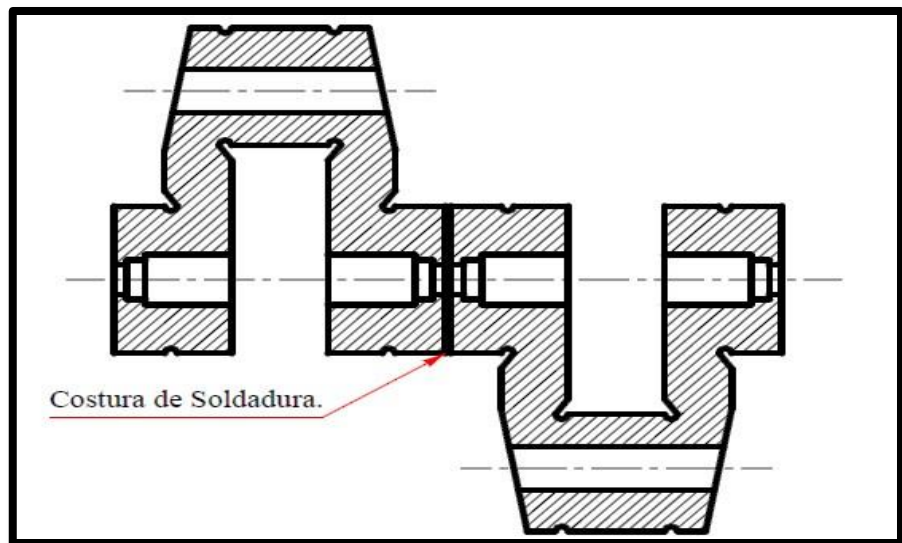


Figura N°13:
Cigüeñal Soldado. Las costuras de soldadura están dispuestas en el centro de los muñones de bancada

3. TRABAJO DEL CIGÜEÑAL

El cigüeñal es una pieza que se encarga de transmitir todo el esfuerzo útil producido por la combustión al exterior. Este recibe los embates de cada combustión y por necesidad de funcionamiento trabaja intensivamente bajo todas las formas posibles de torsión, flexión, cortadura y vibración, por lo mismo y para evitar que los motores tengan tamaños exagerados, resulta con formas muy variadas y adaptables a la disposición de los apoyos de bancada.

El volante se encarga de regularizar la marcha, esto producto de los golpes de la combustión en cada uno de los cilindros del motor, pero exagera la amplitud de la torsión interior, ya que durante los encendidos de los cilindros, tanto más alejado del volante se produzca, mayor será la torsión del eje. Como consecuencia se sobrecarga mucho la unión cigüeñal-volante que puede llegar a sufrir daños en su acople. Cuantos más cilindros tiene un motor, más largo resulta el cigüeñal y con esto se va haciendo cada vez más flexible. Este efecto puede producir una serie de vibraciones las cuales al sumarse provocan el efecto de resonancia. Esta es la razón por la que no suelen hacerse motores rápidos en línea de más de 8 cilindros, acudiéndose a los motores en V o de dos líneas, porque al acortarse el largo del cigüeñal vuelve a ganar rapidez.

Hay que recordar que el cigüeñal – descanso requiere un endurecimiento superficial adecuado al material de fricción empleado, como se verá más adelante al hablar de los cojinetes o metales de los descansos.

Por si fuese poco, el cigüeñal está sometido a la fuerza centrífuga, para compensar esas fuerzas rotativas se deben colocar contrapesos en cada uno de los cilindros. En un motor con varios cilindros, esas fuerzas de inercia pueden provocar lo que se llama **pares o momentos de vuelco o de flexión** que también debe soportar el cigüeñal, sus descansos, bancada y el anclaje del motor.

4. AMORTIGUADOR DE VIBRACIONES TORSIONALES (Ver Figura N°14)

El amortiguador de vibraciones torsionales tiene la función de contrarrestar las deflexiones excesivas en el cigüeñal, esto al pasar por las revoluciones que

producen vibraciones las cuales son críticas para éste. Además de producir una operación más silenciosa, reduce esfuerzos y desgastes, provocando así una prolongación de la vida útil del cigüeñal.

El amortiguador de vibraciones torsionales está colocado en la extremidad libre del cigüeñal, opuesta al acoplamiento y consta de una estrella arrastradora (1), la corona giratoria (2), los paquetes de casquillos elásticos (3), los tornillos limitadores de carrera (4) y las tapas laterales (5).

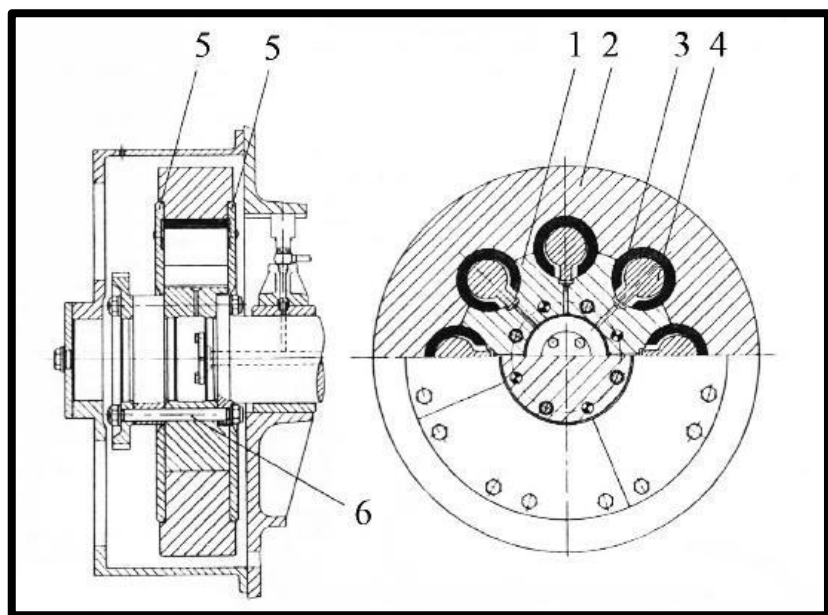


Figura N°14:
Esquema de Amortiguador de Vibraciones Torsionales de Motor
M.A.N. B&W, Modelo L90MC de 7 cilindros

La estrella arrastradora esta rígidamente unida al árbol mediante tornillos calibradores (6), la cual soporta la corona giratoria. La unión elástica entre las dos partes integrantes se consigue mediante paquetes de casquillos elásticos, cuya elasticidad está adaptada a las condiciones de trabajo. Los paquetes de casquillos elásticos se colocan en huecos que se encuentran ubicados entre la estrella arrastradora y la corona giratoria. Para proteger los casquillos elásticos de las sobrecargas, ellos contienen, en modo de núcleo, tornillos limitadores de carrera, que a su vez están guiados en ranuras de tope en la estrella arrastradora; ellos aseguran además los casquillos elásticos contra las

torsiones. Las tapas laterales sirven para sellar la cámara de aceite del amortiguador de vibraciones.

El amortiguador de vibraciones torsionales está conectado al sistema de aceite lubricante del motor y debe siempre estar con aceite.

La estrella arrastradora, debido a su unión rígida con el cigüeñal, sigue todos los movimientos de la extremidad del cigüeñal, mientras que la corona giratoria, colocada elásticamente mediante los paquetes de casquillos elásticos, puede ejecutar movimientos propios.

Mientras el cigüeñal gira uniformemente y sin vibraciones torsionales, también la corona giratoria exterior tiene la tendencia a moverse de manera uniforme. Cuando, sin embargo, el número de revoluciones se acercase a una velocidad crítica, de modo que la extremidad del cigüeñal junto con la estrella arrastradora del amortiguador ejecuta unas vibraciones, entonces la corona giratoria exterior, debido a su inercia junto a la unión elástica, y la fricción creada así entre las hojas de los ductos ejerce un efecto de amortiguador sobre el sistema de vibraciones torsionales.

Para mantener un buen efecto amortiguador de los paquetes de casquillos elásticos es muy importante que estos durante la marcha del motor se encuentren bajo la presión permanente del aceite lubricante. El amortiguador de vibraciones se abastece con aceite lubricante desde el cigüeñal. Por lo tanto, es importante verificar durante las inspecciones que los conductos de aceite del cigüeñal estén limpios, como así los conductos de aceite en la estrella arrastradora del amortiguador.

5. MANIVELAS O BRAZOS

Las manivelas son de formas variadas, ello obedece precisamente a que para resolver las múltiples exigencias que tiene el cigüeñal, cada constructor sigue un diseño diferente. Es por eso que conviene conocer los puntos delicados en donde pueden romperse los cigüeñales.

Un cigüeñal muy rígido, es decir, con manivelas anchas, se rompe fácilmente porque concentra mucho esfuerzo en los puntos de unión interior "A" entre muñón y manivela, como se aprecia en la Figura N°15. Por eso, en general, las manivelas son anchas pero delgadas.

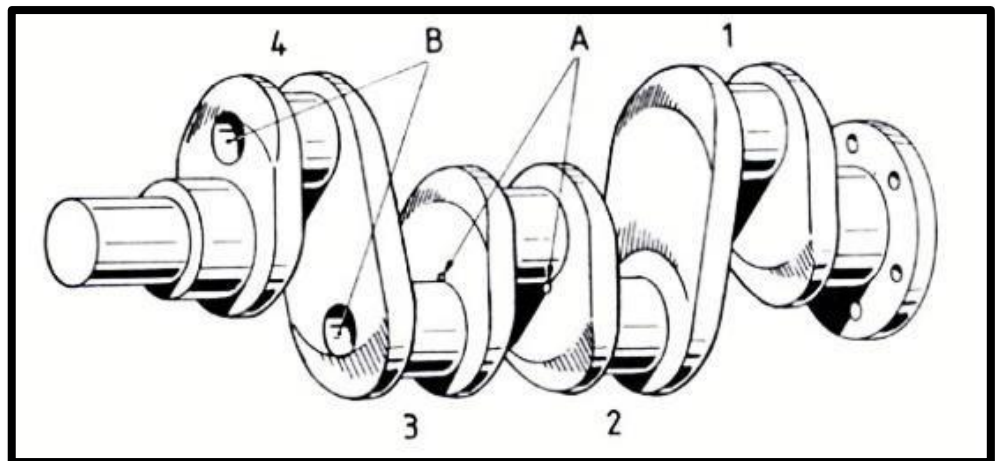


Figura N°15:
Cigüeñal de 4 cilindros con tres apoyos de bancada. Puntos de mayor concentración de esfuerzos (A) y Perforaciones de muñones de biela (B)

Si en los puntos "A" donde hay siempre una unión redondeada con un radio pequeño, o sea, menos del 4% del diámetro de los muñones de bancada o de biela, no es conveniente que haya alguna señal o corte de herramienta, ya que es fácil que allí comience una fisura del cigüeñal, lo que puede provocar el colapso de éste.

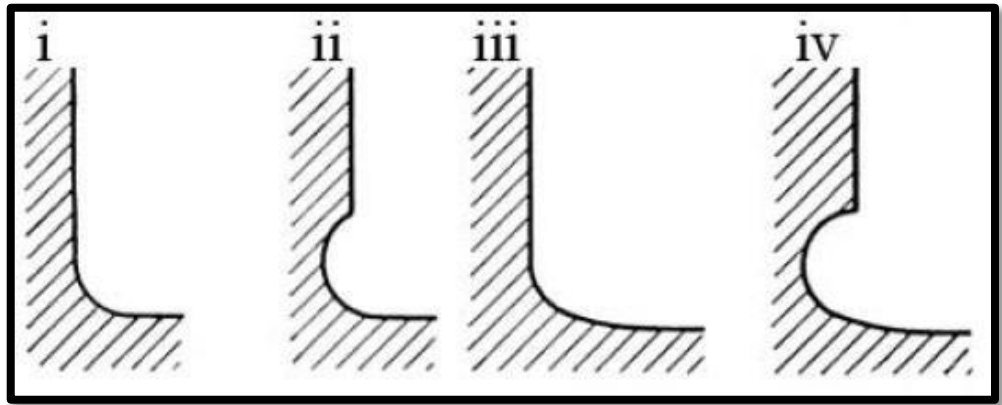


Figura N°16:
Curvatura de unión entre Manivela y Muñón

La Figura N°16 representa en forma aumentada el punto de empalme “A” entre la manivela y el muñón de la Figura N°15. El primer diseño (i) es el normal, pero se pierde superficie de apoyo en los cojinetes ya sea de bancada o de biela, por ello es preferible el segundo (ii) que no concentra esfuerzos y permite aprovechar todo el apoyo. Los dos últimos (iii o iv) son teóricamente mejores, ya que al tener una forma más curva, disipan los esfuerzos.

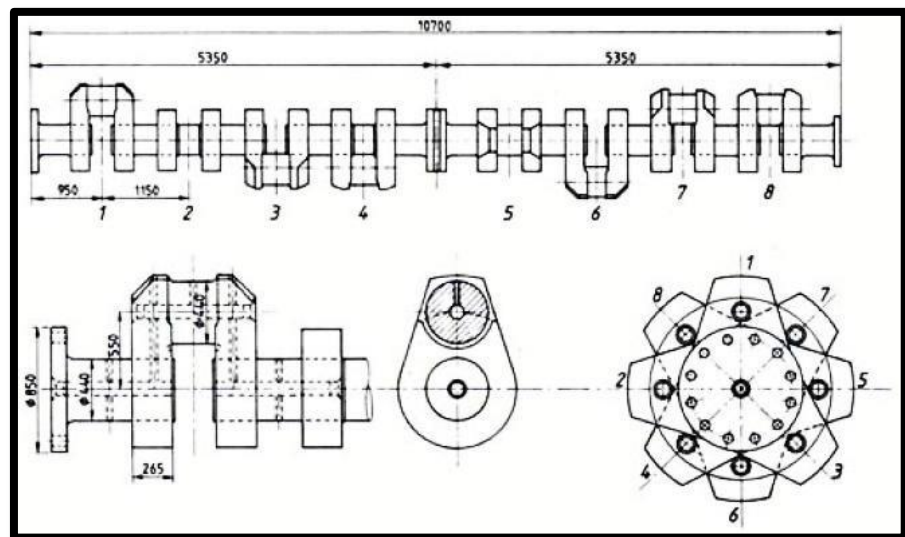


Figura N°17:
Cigüeñal de 8 cilindros con perforaciones de lubricación dispuestas en forma correcta

Como el aceite que llega a los descansos de apoyo principales de bancada, debe ser conducido a los descansos de biela, el camino es a través de orificios hechos en las manivelas del cigüeñal y según la disposición de esos orificios es posible dar flexibilidad a la pieza, pero también, y es lo más corriente obligar a concentrar esfuerzos y crear nuevas posibilidades de rotura.

Si coinciden las perforaciones cerca de los puntos "A" (Figura N°15), se puede dar al cigüeñal una vida útil muy corta. La Figura N°17 representa un cigüeñal con orificios bien dispuestos. La Figura N°18 muestra otro tipo de orificios de lubricación, las cuales son más económicas en términos de fabricación, pero más riesgosas en relación al anterior, esto debido a los puntos de empalme.

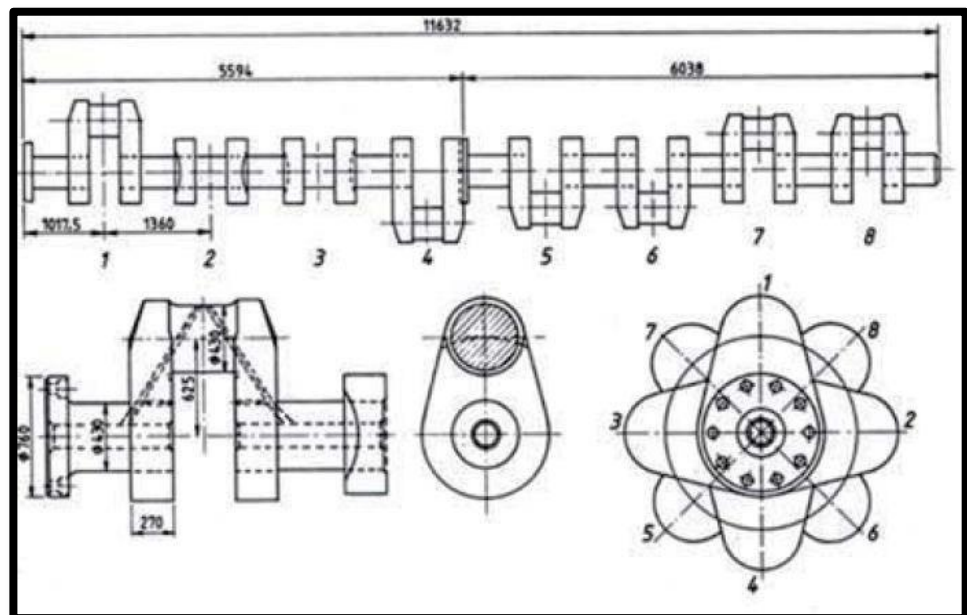


Figura N°18:
Cigüeñal de 8 cilindros con perforaciones de lubricación

Por ello hay que saber que las piezas sometidas a esfuerzos alternativos son muy sensibles a las fallas, no ocurre lo mismo con las cargas estáticas, constantes o no constantes. Por fallas, se entenderá, cualquier falta de homogeneidad del material, cualquier ángulo vivo o cambio brusco de sección o dirección, toda clase de cortes, raspaduras, barbas, señales de herramienta. No se debe dejar nunca de pulir, alisar e igualar superficies, de redondear cantos, separar barbas y virutas como también suavizar ángulos, a no ser, como en los servomecanismos que no tengan función resistente sino distribuidora de fluidos ya que este es el único caso en que los cantos han de ser vivos porque obedecen a la necesidad de marcar con precisión un tiempo de cierre o abertura.

Otras veces, son los muñones los que van perforados, los que consiguen aligerar bastante las masas rotativas y el peso del cigüeñal, no solo crea nuevos puntos de fatiga, sino que generalmente disminuye los puntos "A" de la Figura N°15, esto al orientar hacia el exterior del ancho de la manivela al paso de los esfuerzos. Las perforaciones que a veces llevan tapas, vienen figurados en "B" de la misma Figura N°15. Para reforzar este efecto, muchas manivelas se hacen exageradamente anchas como se aprecia en el cigüeñal confeccionado por SULZER de la Figura N°19, perteneciente a un motor de dos tiempos de alta velocidad. Este cigüeñal lleva los orificios de entrada de aceite en los muñones de bancada y proporciona aceite a los muñones de biela en 90° respecto a la posición que señala el Punto Muerto Superior (TDC), siendo esta la condición máxima de presión o carga sobre el cojinete.

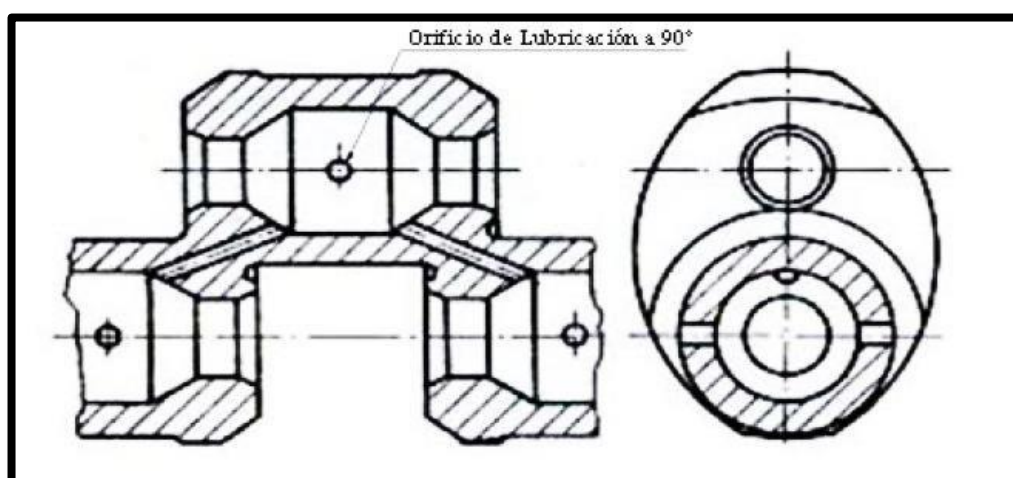


Figura N°19:
Sección de Cigüeñal de manivela ancha, confeccionado por
SULZER

6. BALANCE O EQUILIBRIO DINAMICO ANTES DE SU MONTAJE

El objetivo del equilibrio dinámico es reducir esencialmente dos factores que son nocivos para el funcionamiento normal del cigüeñal:

- A. Las vibraciones del motor causadas por las fuerzas y momentos generados por la presión de los gases en los cilindros y por las piezas en movimiento alternativo y giratorio (pistones, bielas y cigüeñal).

- B. Las cargas sobre los cojinetes de bancada.

No es posible equilibrar todas las fuerzas que producen vibraciones en el motor, sin embargo, las principales fuerzas pueden ser casi totalmente equilibradas por la acción de pesos, que son adicionados al cigüeñal.

El equilibrio por adición de pesos, que crea fuerzas iguales y opuestas a aquellas de la inercia, es conocido como **compensación**. Generalmente, después de la compensación todavía hay algunas pequeñas fuerzas remanentes que no han sido completamente equilibradas. Estas fuerzas remanentes son generadas por las piezas en movimiento alternativo, ya que es posible compensar completamente todas las principales fuerzas (centrifugas) que afectan el cigüeñal.

Todas las piezas en rotación están sujetas a dos clases de desequilibrios, ellas son llamadas **desequilibrio estático y desequilibrio dinámico**. La condición desequilibrada en ambos casos puede ser fácilmente determinada y corregida por compensación.

Una prueba estática se produce colocando los extremos de la pieza, en este caso el cigüeñal, en rotación sobre caballetes de soporte perfectamente paralelos, horizontales y lisos. Si está estáticamente desequilibrada, la pieza rodará sobre los caballetes hasta que su centro de gravedad alcance su posición más baja y entonces llegará a detenerse. Si su centro de gravedad descansa a lo largo de su eje geométrico, ésta permanecerá detenida cuando

es colocada en cualquier posición y entonces se puede decir que la pieza está en equilibrio estático.

Ocurre frecuentemente que el centro de gravedad de un cuerpo descansa en su eje de rotación, de manera que su forma irregular o composición genera una fuerza perturbadora cuando el cuerpo es rotado. En este caso, el cuerpo estaría en equilibrio estático y desequilibrio dinámico. En general, antes de ser equilibrado, la mayoría de las piezas de rotación se haya en desequilibrio estático y dinámico. En todos los casos, se puede obtener el completo equilibrio agregando pesos al cuerpo de rotación, si se conoce el grado y la posición del desequilibrio.

La experiencia ha demostrado que con los motores grandes y de alta velocidad, las máquinas de equilibrar dan buenos resultados, pero no aseguran que se produzcan las vibraciones excesivas en el servicio. Los motores en el servicio deben operar generalmente sobre una gran variedad de velocidades y por esta razón no son aceptados hasta después de haber sido probado en todas las velocidades a las cuales deben operar.

Los cigüeñales pueden ser finamente equilibrados después de que sean instalados en los motores, midiendo la amplitud y situación de la vibración con un vibrómetro para luego agregar o sacar pesos de compensación al cigüeñal. En cualquier evento, todas las fuerzas de rotación del motor deben estar equilibradas tan exactamente como sea posible, de lo contrario las vibraciones resultantes producirán una falla que llevara al colapso del motor.

CAPITULO II

FACTORES QUE AFECTAN LA VIDA DEL CIGÜEÑAL

Sería imposible tratar completamente en todos sus aspectos el desempeño del cigüeñal, el cual se ve afectado por los diversos diseños, fabricantes y variaciones metalúrgicas. Es por esto que a continuación se mencionaran algunos puntos que son de especial importancia para tener en cuenta:

1. MATERIALES

Generalmente los cigüeñales se fabrican de acero forjado o laminado y sus dimensiones dependen casi exclusivamente de los esfuerzos y vibraciones a los que están sometidos.

Es cada día más corriente el empleo de aceros al Cromo-Molibdeno, los cuales son fácilmente templables. Estos aceros a la vez son frágiles a consecuencia del templado, por lo que luego son revenidos, o sea, sometidos a altas temperaturas por períodos prolongados de tiempo, logrando así eliminar las posibles tensiones en el material.

Cuando los cigüeñales son muy pequeños es conveniente, a veces, fabricarlos con estampa, ya que se consigue un gran número de piezas a bajo costo y en muy poco tiempo.

Actualmente varias fábricas constructoras han empleado cigüeñales fundidos. Su principal ventaja consiste en la mayor libertad de formas y su fabricación considerablemente más barata en consideración a los sistemas antes citados.

En la fusión resulta posible emplear excesos de metal muy pequeños, de modo que la mecanización sea muy barata, así, pueden obtenerse cigüeñales con huecos en los puños en forma de tonel, forma tan favorable para la resistencia, pero que es muy difícil o casi imposible de obtener en los ejes forzados. De lo anterior se deduce que no todo puede ser ventajoso ya que existe el inconveniente de no tener seguridad en la regularidad del material de la pieza fundida, ya que si existiesen rechupes en el acero fundido podría dar lugar a roturas.

Según algunas Sociedades Clasificadoras, tales como Lloyd's Register, los esfuerzos admisibles mínimos para cigüeñales fundidos y forjados deben ser seleccionados dentro de los límites generales siguientes:

1) Acero Fundido al Carbono y Carbono-Manganeso	400 a 550 N/mm ²
2) Acero Forjado al Carbono y Carbono- Manganeso (Normalizado y Templado)	400 a 600 N/mm ²
3) Acero Forjado al Carbono y Carbono- Manganeso (Endurecido y Templado)	700 N/mm ² máx.
4) Aleación de acero fundido	700 N/mm ² máx.
5) Aleación de acero forjado	1000 N/mm ² máx.
6) Aleación de acero grafito nodular o esferoidal	370 a 800 N/mm ²

**Tabla N°1:
Esfuerzos admisibles para cigüeñales fundidos y forjados**

Lloyd's Register también señala la composición química para cigüeñales contruidos con acero fundido al Carbono y Carbono- Manganeso, la cual debe estar dentro de los siguientes límites:

Carbono	0,40% Máx.
Silicio	0,60% Máx.
Magnesio	0,50% - 1,60%
Azufre	0,040% Máx.
Fósforo	0,040% Máx.
Elementos residuales:	
Cobre	0,30% Máx.
Cromo	0,30% Máx.
Níquel	0,40% Máx.
Molibdeno	0,15% Máx.
TOTAL	0,80% Máx.

**Tabla N°2:
Composición Química para cigüeñales
construidos al carbono y carbono-manganeso**

Nótese que los elementos residuales o elementos indeseados no deben sobrepasar el 0,8% total, ya que de lo contrario se verán afectadas las propiedades del material.

2. DISEÑO

Según ya se ha indicado recibe el nombre de eje todo órgano provisto de muñones que está animado de un movimiento de rotación o de oscilación y que sirve de apoyo a otras piezas de máquinas, si el eje ha de transmitir además momentos de rotación desde un punto de la máquina o desde un punto de la instalación a otro, recibe el nombre de **cigüeñal o árbol**. A la vez, se denominan **muñones** a las partes de ejes o árboles que descansan sobre órganos de apoyo llamados soportes. También se emplean los muñones

como órganos de máquinas aislados, unidos a otros órganos diferentes de los ejes o árboles.

A la hora de diseñar un cigüeñal se debe tener presente que existen, como ya se mencionó, dos grandes grupos, el primero por muchos años es el que los denominaba como **cigüeñales “compuestos”** y el segundo después de años de extenso trabajo de investigación y desarrollo se consiguió diseñar y fabricar los llamados **cigüeñales “de una pieza” o soldados**, los cuales poseen iguales o mejores propiedades que los denominados compuestos.

En cuanto a la forma de los ejes cigüeñales, el perfil longitudinal de los mismos depende, en general, de la disposición que determina la distancia de los puntos de apoyo de carga, del objeto especial a que esté destinado, así como el número, naturaleza y disposición de los órganos que han de ir unidos al cigüeñal. Tratándose de fuerzas de poca importancia, los cigüeñales se construyen generalmente de forma cilíndrica, rebajándose los muñones a la magnitud que el cálculo indique. En cambio, si se trata de grandes cargas, en cuyo caso resulta más beneficioso economizar material, a pesar de un mayor costo, se procura acomodar el perfil a la forma de un sólido de igual resistencia.

En el cálculo y confección de un cigüeñal se parte generalmente de las dimensiones longitudinales del mismo, también las distancias entre las secciones medias de los muñones, ya sea de bancada y biela las cuales están determinadas por la misma instalación a la que el árbol en cuestión este destinado, como así dichas dimensiones han de ser escogidas siguiendo ciertas reglas teórico-prácticas. También figura como dato la carga debida al peso de los componentes que el eje cigüeñal va a soportar y las fuerzas que actúan sobre éste. El peso propio del eje suele despreciarse para los efectos

del cálculo, procurando compensar esta omisión adoptando un coeficiente de trabajo relativamente menor.

La carga que actúa sobre los muñones de biela se transmite por las manivelas del cigüeñal a los muñones de bancada y se reparte sobre los puntos de apoyo que correspondan. Así para el cálculo de los cigüeñales, el primer objetivo será determinar los esfuerzos que se producen en el mecanismo Biela-Manivela durante el giro del cigüeñal, para así lograr calcular las cargas que corresponden a los diferentes puntos de apoyo, también llamadas **“presiones de los muñones”**, a las que se oponen las reacciones de igual magnitud pero en sentido contrario al que se originan en los Puntos de Apoyo.

Designando por “P” a la presión efectiva que en un momento dado actúa sobre la cara superior del embolo o pistón, tal como se ve en la Figura N°20, y admitiendo que dicha presión “P” es positiva, es decir que se está desarrollando en el interior del cilindro en el período motriz o carrera de trabajo, es evidente que el esfuerzo “F” que en dicho instante actúa sobre el embolo obligándolo a descender, es igual al producto de la presión “P” y la superficie “S”.

La fuerza “F” ejercida por los gases sobre el pistón o corona de pistón se transmite, según sea el caso, hacia el vástago (en motores con cruceta), el que a su vez transmite íntegramente el bulón o pasador de la cruceta que se conecta directamente o no a la biela, donde se descompone en las fuerzas F1 y F2. La primera de éstas (F1) sigue la dirección de la biela y es continuadora del movimiento, mientras que F2 actúa en dirección normal al eje del cilindro, produciendo un desgaste mayor que en las restantes zonas ocasionando la ovalización del cilindro.

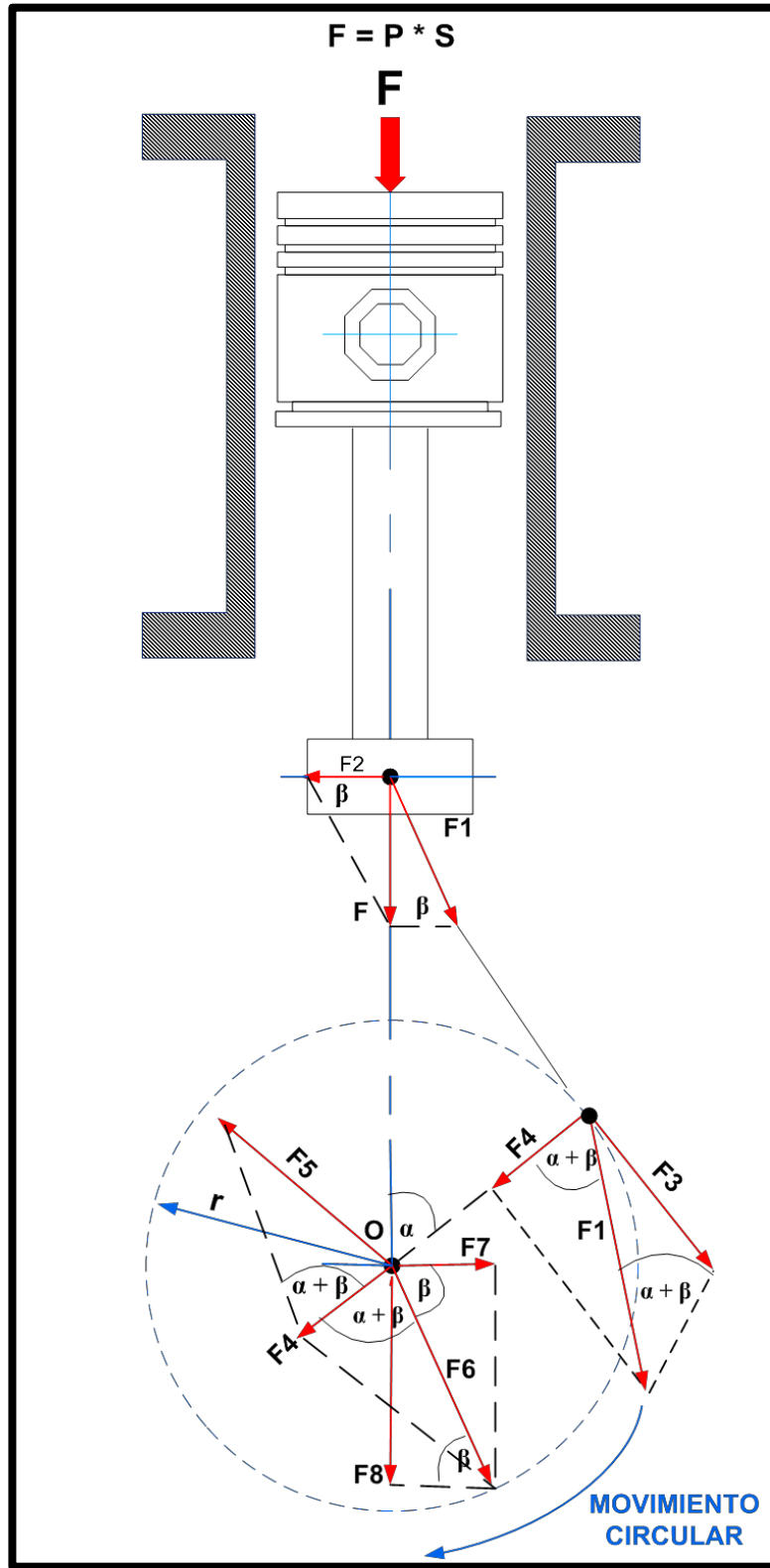


Figura N°20:
Representación de fuerzas en mecanismos Biela-Manivela

De la descomposición de estas fuerzas resulta que,

$$F = F_1 * \cos \beta$$

De donde

$$F_1 = F / \cos \beta$$

Y que

$$F_2 = F * \tan \beta$$

La fuerza F_1 ejercida sobre la biela se traslada hasta el extremo "O" del cigüeñal, en donde se descompone en otras dos fuerzas F_3 y F_4 , la primera de ellas tangente a la circunferencia descrita y la segunda está en dirección del cigüeñal.

Teniendo en cuenta que el ángulo formado por las fuerzas F_4 y F_1 es un ángulo exterior de triángulo, por lo tanto vale la suma de los interiores adyacentes, o sea $\alpha + \beta$, lo que nos da:

$$F_3 = F_1 * \sin(\alpha + \beta)$$

Pero siendo:

$$F_3 = F * \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$$

Siendo esta fuerza (F_3) la que en realidad produce el giro del motor.

De acuerdo con la Figura N°20 y con los valores de los ángulos indicados, se tiene también:

$$F_4 = F * \cos(\alpha + \beta)$$

Y teniendo en cuenta que:

$$F_1 = F / \cos \beta$$

Se tendrá:

$$F_4 = F * \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$$

Lo cual muestra la carga por compresión del brazo del cigüeñal y que es equilibrada por las reacciones opuestas ejercidas por los cojinetes de bancada.

La fuerza F4 trasladada en la dirección del cigüeñal y aplicada en el eje motor, se descompone en F5 perpendicular al cigüeñal y la F6 paralela a la biela, cuyos valores son:

$$F5 = F4 * \frac{a \cdot g}{\beta} (\alpha + \beta)$$

Y

$$F5 = F * c \cdot (\alpha + \beta) * \frac{a \cdot g}{c \cdot \beta}$$

Entonces:

$$F5 = F * \frac{e}{c} (\alpha + \beta) / \beta$$

Junto con la fuerza F3 constituye el par motor.

La fuerza F6 que carga sobre los cojinetes de bancada se descompone en dos, una perpendicular al eje cilindro y la otra en dirección del mismo eje. De esta forma F7 y F8, cuyos valores respectivos son:

$$F7 = F6 * \frac{e}{\beta} \quad \text{y} \quad F7 = F * \frac{e}{c} \beta / c \cdot \beta$$

Que junto con F2 constituye un par que actúa en la parte inferior contra el cojinete de bancada y el superior contra el cilindro respectivamente, de forma que tiende a inclinar el motor y recibe el nombre de “**par escorante**”.

Por otro lado:

$$F8 = F6 * c \cdot \beta \quad \text{y} \quad F8 = F * c \cdot \beta / c \cdot \beta$$

Así

$$F8 = F$$

Finalmente, las fuerzas iguales y opuestas a F_8 y F tienden a bajar la bancada y levantar el cilindro respectivamente. En relación a las descomposiciones de fuerzas efectuadas para un motor de varios cilindros, ésta puede aplicarse a cualquier motor sin importar el número de éstos.

La fuerza F_3 que actúa en la cabeza de la biela, tangencialmente a la circunferencia que describe el extremo del cigüeñal y F_5 , forman un par de fuerzas iguales, condición que junto con sus direcciones y sentidos, constituyen un par de fuerzas cuyo momento es:

$$M_m = F_3 * r$$

Y recordando que

$$F_3 = F * \frac{\sin \beta}{\cos \beta}$$

$$r = \text{brazo}$$

Resulta la expresión:

$$M_m = (F * \frac{\sin \beta}{\cos \beta}) * r$$

Este par según se observa en la Figura N°16, actúa en los extremos del cigüeñal, en consecuencia tiende a hacer girar el eje recibiendo el nombre, como ya se mencionó, de “**par motor**”.

Si suponemos un ejemplo, donde la presión media de los gases durante el período de expansión sea de $6,2 \text{ kg/cm}^2$ y el diámetro del embolo de 22 cm. , se tendrá que:

$$F = P * S$$

En donde “S”:

$$S = \frac{\pi}{4} * d^2$$

$$F = 6,2 \text{ kg/cm}^2 * \left[\frac{p}{4} * (22\text{cm})^2 \right]$$

Donde la fuerza que ejercen los gases sobre el embolo será de:

$$F = 2356,8 \text{ kg.}$$

La fuerza media ejercida por los gases sobre la cabeza de embolo es de 2356,8 kg. si la biela tiene una longitud de 80 cm. y una carrera de 40 cm. para hallar el valor de componente F1 aplicada según el eje de la biela cuando el cigüeñal ha girado 50° a partir del punto muerto superior, tenemos que:

$$F1 = \frac{F}{\cos \beta}$$

Pero siendo

$$\cos \beta = (1 - \frac{r^2 \sin^2 \alpha}{L^2})^{1/2}$$

Sustituyendo se tiene

$$F1 = \frac{F}{[(1 - \frac{r^2 \sin^2 \alpha}{L^2})^{1/2}]}$$

Y donde los valores son:

- F = 2356,8 kg
- L = 80 cm
- r = C/2 = 40 cm / 2 = 20 cm
- α = 50°

Luego reemplazando se obtendrá:

$$F1 = 2356,8 \text{ kg} / [(1 - ((20\text{cm})^2 * \sin^2 50^\circ / (80\text{cm})^2))]^{1/2}$$

$$F1 = 2356,8 \text{ kg} / 0,9815$$

$$F1 = 2401,2 \text{ kg}$$

En la Figura N°21 se aprecia una sección de cigüeñal que está bajo la acción de una fuerza "P" que actúa sobre el muñón de biela "D" y también "G" que pertenece al peso del volante que esta sobre el punto "e". El cigüeñal apoyado en los soportes "B" y "c" está sometido a flexión y como la carga "P" no actúa directamente sobre el árbol, sino sobre el brazo de palanca "r", sufre también un esfuerzo de torsión. Por lo general, los extremos del cigüeñal son los más afectados, en especial las secciones más próximas al volante, ya que están sujetas al peso de éste.

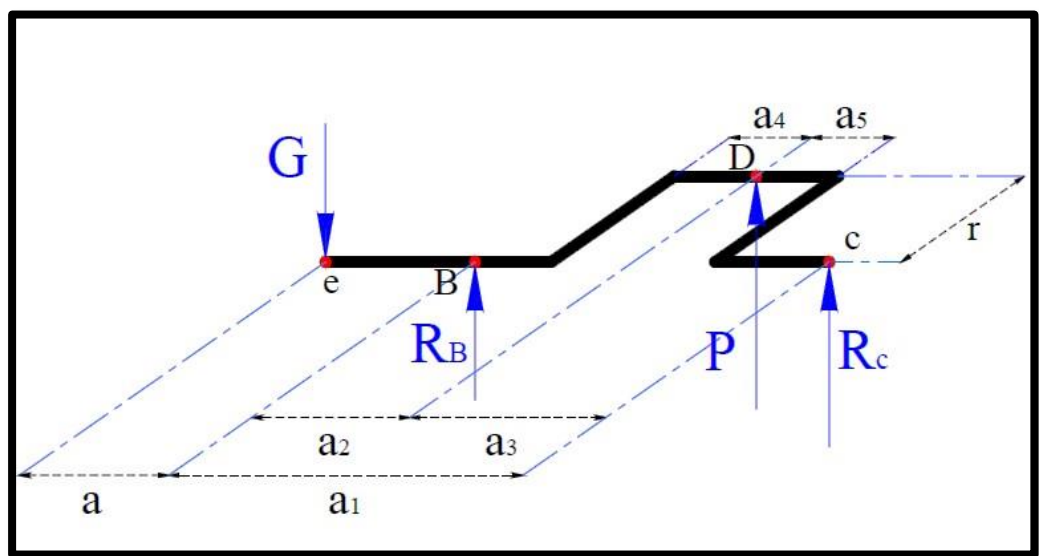


Figura N°22:
Reacciones en la sección de cigüeñal en carrera ascendente del embolo

Para determinar las dimensiones del cigüeñal se han de conocer, en primer lugar, las reacciones en los soportes. En la carrera ascendente del embolo, la presión del muñón de biela que actúa en "D" está dirigida también hacia arriba (ver Figura N°22), así por sumatoria de fuerzas se obtendrá el siguiente resultado:

Ecuación I

$$\sum F = 0 \longrightarrow \text{Fuerzas hacia arriba se toman como positivas}$$

$$R_B + R_c - G + P = 0$$

$$R_B + R_c + P = G$$

Con esta ecuación no es posible hallar las reacciones en los apoyos, por lo cual se debe aplicar momentos en un cierto punto, procediendo como sigue:

Ecuación II

$$\begin{aligned} \sum \text{Mtos (B)} &= 0 \longrightarrow \text{Tomándose el sentido horario como positivo} \\ (P * a^2) - (G * a) + (R_c * a_1) &= 0 \\ R_c &= ((P * a^2) - (G * a)) / a_1 \end{aligned}$$

Con las ecuaciones I y II se pueden encontrar las reacciones en los puntos “B” y “c”.

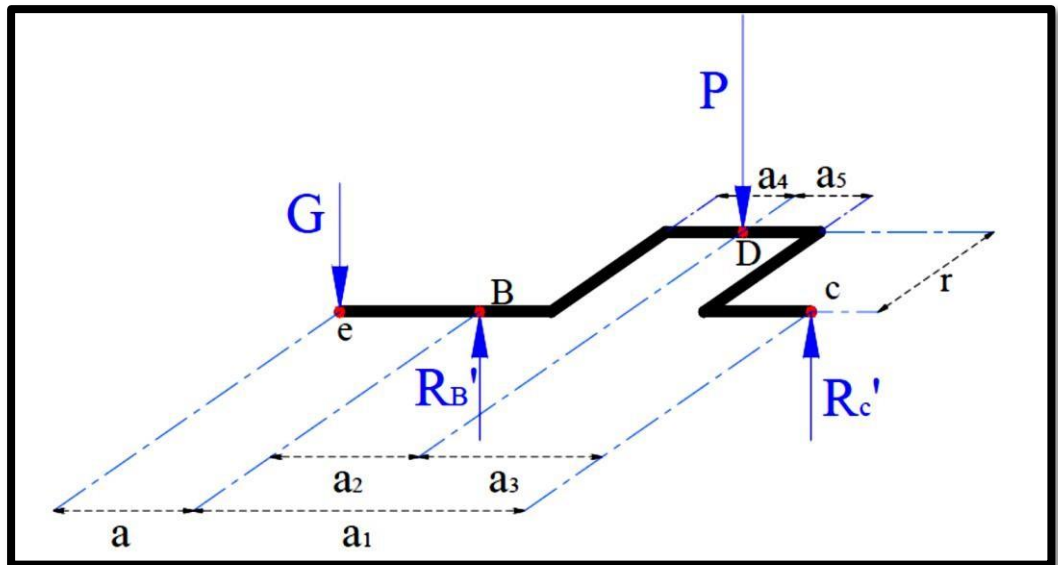


Figura N°23:
Reacciones en cigüeñal cuando la carrera del embolo es descendente

Para el caso de la carrera descendente del embolo (ver Figura N°23), y por consiguiente para la presión “P”, aplicada sobre el muñón pero dirigida hacia abajo, se calcularán las reacciones en los apoyos en “B” y “c” procediendo como en el caso anterior:

Ecuación III

$$\begin{aligned} \sum F &= 0 \longrightarrow \text{Fuerzas hacia arriba se toman como positivas} \\ R_B' + R_c' - G - P &= 0 \\ R_B' + R_c' &= G + P \end{aligned}$$

Momentos en el mismo punto "B" se obtiene la siguiente ecuación:

Ecuación IV

$$\sum \text{Mtos (B)} = 0 \longrightarrow \text{Tomándose el sentido horario como positivo}$$

$$-(P * a_2) - (G * a) + (R_{C'} * a_1) = 0$$

$$R_{C'} = ((P * a_2) + (G * a)) / a_1$$

Una vez conocidas R_B , R_C , $R_{B'}$, $R_{C'}$ se hallarán las presiones máximas y mínimas en los apoyos. Pero si para estas dos posiciones de la manivela no pueden preverse con seguridad las cargas máximas, deberán hallarse las diferentes cargas (distribución de fuerzas) para diferentes posiciones de la manivela.

Para el mismo caso de la descomposición de fuerzas en el muñón de biela, del ejemplo anterior, donde:

$$P = F = 2356,8 \text{ kg} \text{ Y el peso del volante sea,}$$

$$G = 1000 \text{ kg}$$

Y como para este caso la fuerza está en dirección hacia abajo, las ecuaciones a utilizar serán (III) y (IV), obteniendo así las reacciones ($R_{B'}$) y ($R_{C'}$), cuyos valores son:

$$\boxed{R_{B'} + R_{C'} = G + P} \quad \text{y} \quad \boxed{(- (P * a_2) - (G * a)) / a_1}$$

Como por lo general, según los fabricantes, el inicio del cálculo del cigüeñal es a partir de las dimensiones longitudinales, las cuales se dan en base a experiencia previas, para este caso se supondrán las siguientes:

$$a = 150 \text{ mm}$$

$$a_1 = 300 \text{ mm}$$

$$a_2 = 150 \text{ mm}$$

$$a_3 = 150 \text{ mm}$$

Luego reemplazando en R_C' , se tendrá:

$$R_C' = ((2356,8 * 150) - (1000 * 150)) / 300$$

$$R_C' = 678,4 \text{ kg.}$$

Por lo que:

$$R_B' = 2356,8 + 1000 - 678,4$$

$$R_B' = 2678,4 \text{ kg.}$$

El muñón de la manivela "D" esta solicitado por un momento de flexión

$$M_f = R_C' * a_3$$

$$M_f = 101760 \text{ kg * mm}$$

Y por otro de torsión

$$M_t = R_B' * r \longrightarrow \text{Para este ejemplo } r = 50,6571 \text{ (Figura N°21)}$$

$$M_t = 135680 \text{ kg * mm}$$

Con ayuda de estos valores y partiendo de la fórmula:

Ecuación V

$$0,35 M_f + 0,65 (M_f^2 + (a_0 * M_t)^2)^{1/2} = 0,1 * d^3 * k_f$$

Se hallará el diámetro (d) del muñón de manivela. La longitud de los muñones (L), ha de satisfacer la siguiente condición:

$$L / d = (0,2 * k_f / p)^{1/2}$$

En donde "d" es el diámetro del muñón, "k f" corresponde al esfuerzo admisible de flexión. El valor de "p" pertenece a la presión superficial, que para el caso de los cigüeñales puede tener el siguiente valor:

$$\boxed{p = 1 \text{ a } 1,2 \text{ kg / mm}^2} \longrightarrow \text{Para motores de combustión interna}$$

Volviendo a la ecuación (V), $a_0 = k_f / (1,3 * k_t)$, donde “k f” y “k t” son los esfuerzos admisibles de flexión y torsión respectivamente, y que para efectos de simplificación y aceros de buena calidad, $a_0 \approx 1$. Los valores de “k f” pueden oscilar entre:

$k_f = 4 \text{ a } 5 \text{ kg / mm}^2$	Para acero Semidulce
$k_f = 3 \text{ a } 4 \text{ kg / mm}^2$	Para acero Dulce
$k_f = 1,5 \text{ a } 2,5 \text{ kg / mm}^2$	Para acero Fundido
$k_f = 2,5 \text{ a } 3,5 \text{ kg / mm}^2$	Para acero Forjado

Luego reemplazando en la ecuación (V), tomando “k f” de acero dulce (de 4kg/mm^2), se tendrá que el valor “d” corresponde a:

$$d = 71,44 \text{ mm}$$

Y el valor de “L” será asumiendo “p” = 1kg/mm^2 :

$$L = 63,90 \text{ mm}$$

La sección transversal en el punto “B”, del muñón de la izquierda, está solicitada por torsión con un momento $M_t = P * r$, y por flexión con un momento $M_f = G * a$. En estas condiciones, el diámetro “d_B”, en este muñón, según la ecuación (V), dará como resultado:

$$d_B = 97,78 \text{ mm}$$

El valor de L_B corresponde a:

$$L_B = 87,46 \text{ mm}$$

Para las dimensiones de la sección transversal del punto “c”, se debería calcular solo para resistir la presión de “R_C” pero generalmente recibe las

mismas dimensiones que el muñón de la izquierda o sea del punto “B”, sin embargo, su longitud “ L_C ”, ha de satisfacer la siguiente condición:

$$L_C \geq R_C * n / w$$

Para “ w ”, el cual equivale a un coeficiente experimental, que es calculado en base al trabajo total de rozamiento y al coeficiente de rozamiento, su valor será:

$w = 1500$ a 4000 cigüeñales que operan sobre cojinetes de bronce

$w = 3000$ a 4500 cigüeñales que operan sobre cojinetes de metal blanco

De satisfacer la condición anterior, se darán las mismas dimensiones, o sea diámetro y longitud en el punto “B”.

Si bien con un estudio dinámico se abarca todas las condiciones de trabajo del cigüeñal, cabe señalar que el esfuerzo máximo se produce en el punto más alto, o sea, en el PMS (Punto Muerto Superior) hasta la primera quinta parte de la carrera de expansión o a los 35° de giro del cigüeñal, es por esto que asumiendo la condición más desfavorable y simplificando los cálculos se recurre principalmente a un estudio estático.

3. LUBRICACION

La deficiencia de lubricación en los cigüeñales producirá un desgaste excesivo en las regiones máximas de carga, lo que llevará a un desgaste desigual, originando defectos en el cigüeñal tales como: ovalamiento, excentricidad, conicidad, rayaduras o asperezas.

Las dificultades que se deben considerar a la hora de lubricar, son principalmente: la caída en la presión, temperaturas excesivas y contaminación del lubricante específicamente con agua, combustible y partículas extrañas. Para evitar los problemas ya mencionados, se debe dotar al circuito de lubricación con los mecanismos básicos necesarios para satisfacer las demandas del sistema, tales como: bombas alimentadoras y circuladoras, enfriadores, filtros manuales y automáticos, purificadores, tanques de almacenamiento, decantadores y sistemas de protección del circuito de lubricación como alarmas preventivas y sistemas de seguridad como: “Slow Down” y “Shut Down” del motor entre otros.

Según algunos autores, pueden existir tres estados de fricción o lubricación entre las superficies deslizantes, las cuales son:

Fricción seca o marginal

Lubricación de capa límite o mixta

Lubricación de capa completa

La **fricción seca** se produce cuando no existe lubricante entre las superficies de contacto tales como muñones y descansos. La **lubricación de capa límite** se produce cuando hay una pequeña película de lubricante entre las superficies deslizantes; este tipo de fricción puede aceptarse solamente donde el movimiento es relativamente lento y las cargas son livianas. La **lubricación de capa completa** separa totalmente las superficies deslizantes con una presión hidrostática, esto provee una baja fricción, originando una larga duración entre dichas superficies, siendo esto el objetivo principal.

En la Figura N° 24 se pueden apreciar en forma esquemática las tres posiciones del eje a medida que cambia su estado de lubricación desde

fricción seca, pasando por capa límite hasta lubricación de capa completa. En la primera etapa estacionaria de fricción seca existe contacto entre los metales por lo que además conlleva que las fuerzas y centro queden alineados. A medida que el eje comienza a girar en forma lenta trata de avanzar por el lado del cojinete o pared de contacto, produciendo la lubricación de capa límite o mixta, el centro del árbol se desplaza excéntricamente adelantándose en relación con la línea de centros, lo que causa un efecto de bomba, succionando una película de lubricante que se adhiere alrededor de la superficie del árbol.

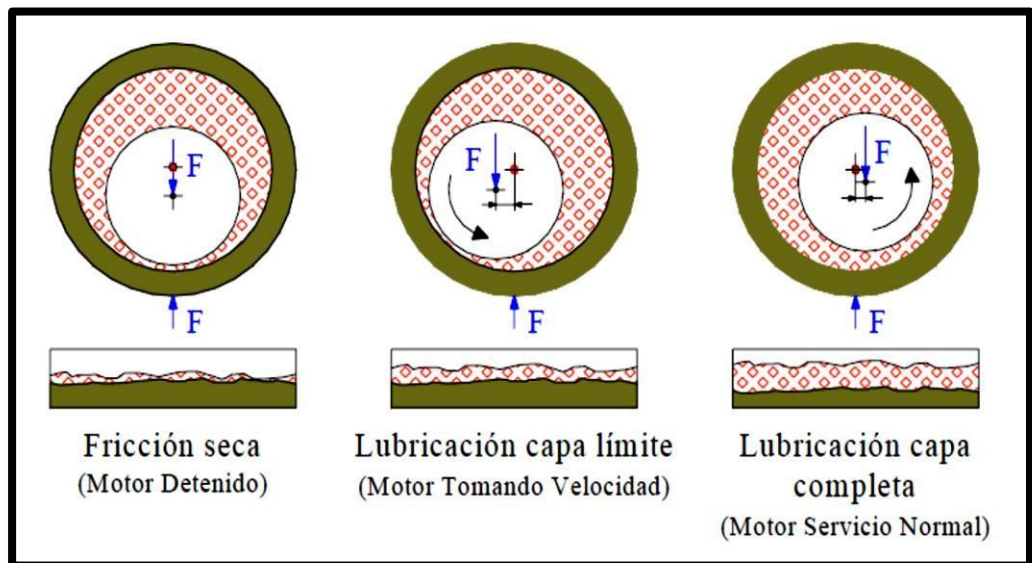


Figura N°24:
Estados de lubricación o fricción entre superficies deslizantes

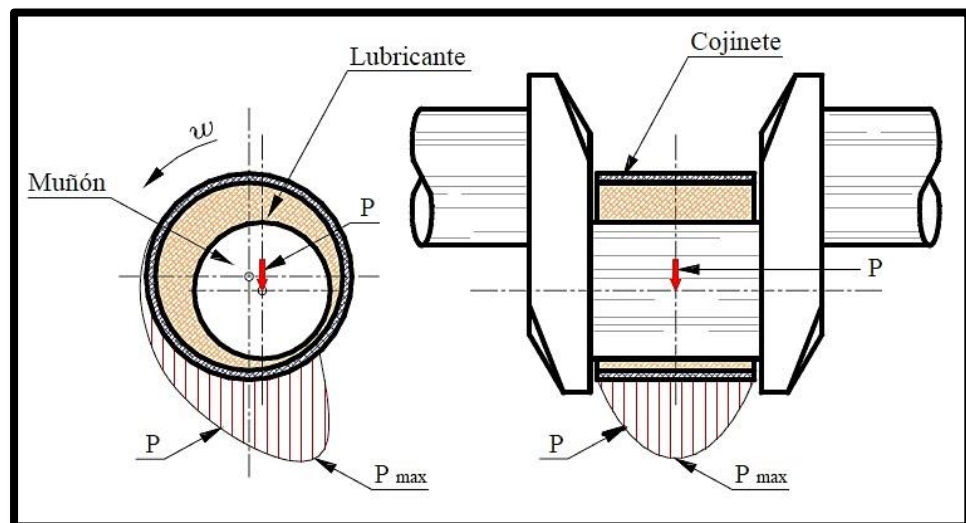


Figura N°25:
Distribución de Presión entre Muñón y Cojinete

Una vez alcanzada una velocidad moderada o constante, el centro del eje se desplaza excéntricamente atrasándose en relación con la línea de centros, generando la lubricación de capa completa, donde se establece un flujo hidrodinámico de lubricante dentro del pequeñísimo espesor de la película; así el árbol se monta sobre una cuña de lubricante bombeado, con lo que desaparece el contacto entre metales.

En la Figura N°25 se muestra la distribución típica de la presión entre el muñón del cigüeñal y el cojinete que lo soporta, para la condición de lubricación de capa completa. Dicha presión es transmitida y a la vez soportada por la película de lubricante.

La lubricación de capa completa solo puede lograrse mediante la combinación del lubricante correcto, el buen diseño del cojinete y por lo menos una velocidad de giro moderada o constante. Si no se usa el lubricante correcto se producirá un rendimiento pobre del cojinete, por ejemplo: si la viscosidad o resistencia al escurrimiento del lubricante es muy baja, el fluido no sostendrá al eje y se producirá contacto entre metales. Si el lubricante es demasiado viscoso, o sea, opone demasiada resistencia al escurrimiento, el cojinete se calentará debido a la fricción creada por el lubricante caliente. Por lo demás, si este calor es demasiado alto producirá una falla en el cojinete, lo cual irá en directo perjuicio del eje cigüeñal.

4. COMBUSTION

A la hora de referirse a la Combustión como factor nocivo para el cigüeñal, se debe hacer notar que la combustión, como perjuicio propiamente tal, puede ser abordada desde dos puntos de vista: **el primero de ellos se refiere a las**

vibraciones y esfuerzos producidos por la combustión y el segundo punto, el cual será tratado en este caso, se refiere a los residuos que se generan una vez efectuada la combustión.

Se denomina **Combustión** a la reacción química exotérmica que se produce al combinar un cuerpo combustible, a determinada condición y temperatura, con el oxígeno que contiene el aire. De acuerdo con esta definición, el proceso de combustión no es más que una oxidación rápida durante la cual se libera una determinada cantidad de energía en forma de luz y calor.

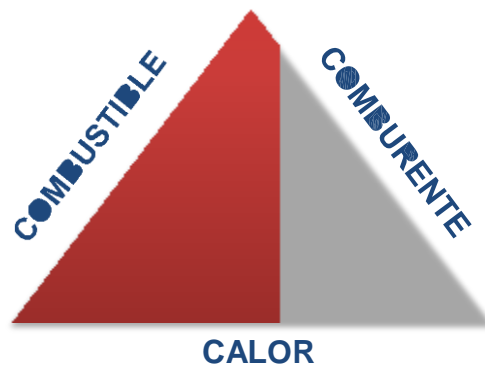


Figura N°26:
"Teoría del Triángulo del Fuego"

Existe una Teoría en la cual muchos se basan a la hora de explicar el proceso de la combustión, esta se denomina "**Teoría del Triángulo del Fuego**". Según ésta, para que se genere la combustión o el fuego deben existir tres elementos en su justa proporción, los cuales son: *el combustible, el comburente u oxígeno y la fuente de ignición o calor*, formando así cada lado de un triángulo, tal como se aprecia en la Figura N° 26.

Cabe mencionar que además de la teoría antes citada, existe otra que se denomina "**Teoría del Tetraedro del Fuego**", en la cual se integra un cuarto elemento que interviene en el proceso de combustión, el que es denominado "**reacción en cadena**", en donde a cada elemento le correspondería una cara del tetraedro, como se ve en la Figura N°27.

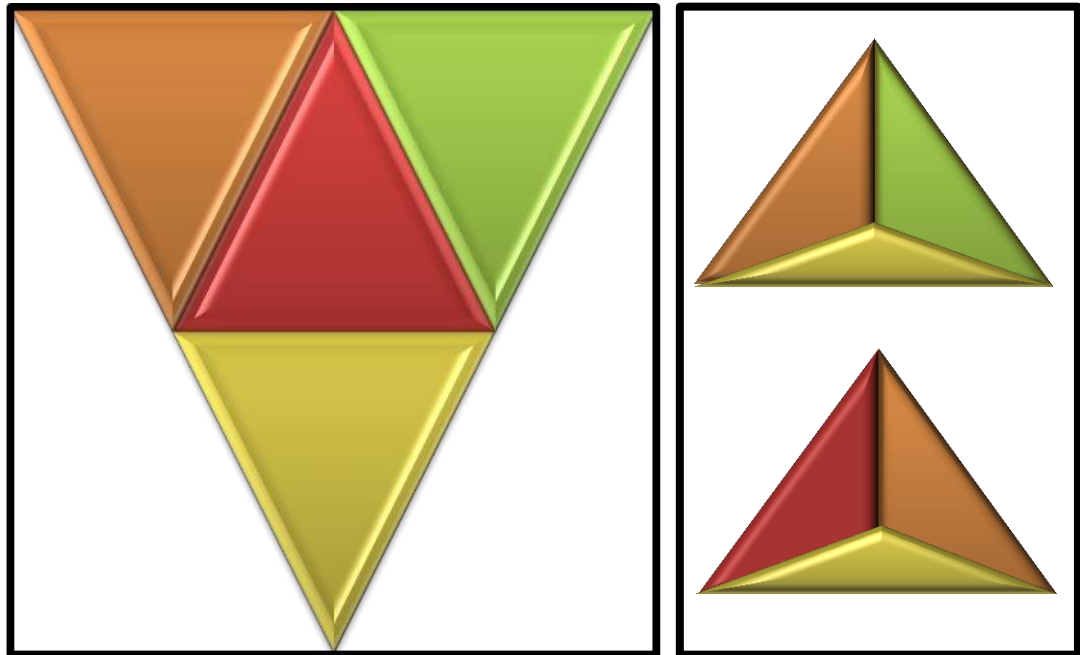
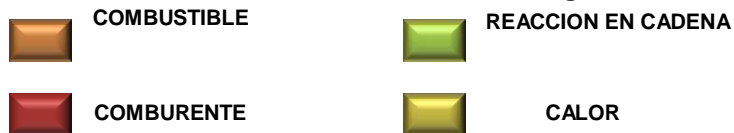


Figura N°27:
"Teoría del Tetraedro del Fuego"



A la hora de clasificar los combustibles estos se dividen de acuerdo al estado en que se encuentran, así tenemos:

SÓLIDOS: Madera, Carbón Mineral, etc.

GASEOSOS: Butano, Etanol, Propano, etc.

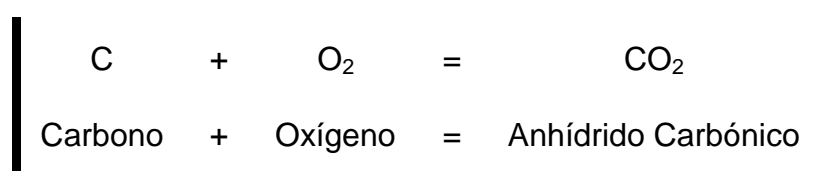
LIQUIDOS: Metanol, Kerosene, Gas Oil, etc. Estos dos últimos son los que provienen en su gran mayoría de la destilación y refinación del Petróleo Crudo, que es la materia prima esencial para la obtención de este tipo de combustibles.

El proceso de oxidación tiene lugar en una fracción de tiempo inapreciable, produciéndose la liberación de energía luminosa y calorífica en forma instantánea, la reacción química recibe el nombre de "**explosión**", caso muy temible para los motores a combustión por sus efectos destructivos, ya que conllevan a vibraciones y esfuerzos no deseados. Esta reacción puede ser

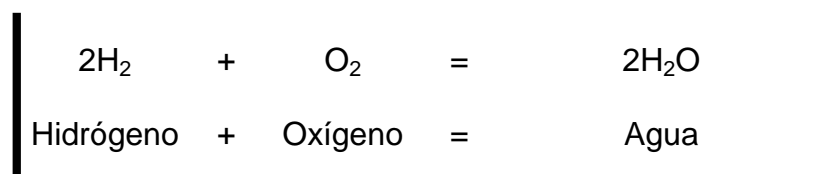
menos rápida, incluso llegar a ser lenta, según la naturaleza del cuerpo que combustione y las condiciones en que se efectúe.

Cuando se quema un combustible, el proceso de la combustión puede ser teóricamente **completa o incompleta**. Se dice que la combustión es **completa** cuando el elemento combustible se quema totalmente, para ello es preciso que al combustible se le facilite la justa proporción de aire de modo que sus componentes combustibles ardan completamente para así no producir residuos o partículas sin quemarse. Como se sabe que entre los cuerpos simples del combustible, como el Carbono y el Hidrógeno, poseen más alto grado de afinidad o tendencia a combinarse con el Oxígeno en una combustión completa el Hidrógeno se combina con el Oxígeno para formar Agua o Vapor Líquido y el Carbono reacciona con el Oxígeno formando Anhídrido Carbónico.

La combustión teórica completa del Carbono se produce según la siguiente reacción:

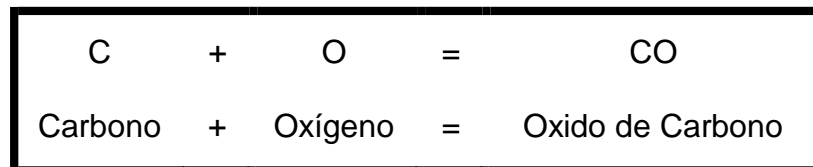


La combustión teórica completa del Hidrógeno se verifica según la reacción:



Por el contrario, en una **combustión incompleta**, a causa de ser menos la cantidad teórica del oxígeno que es necesaria para que toda la materia combustible arda se produce una combustión imperfecta, en la que el Hidrógeno por ser mayor su afinidad de combustión con el Oxígeno se quema

totalmente, obteniéndose de la reacción final agua o vapor de agua. En cambio el Carbono debido a su insuficiencia de Oxígeno, no arde totalmente, resultando una combustión con una gran cantidad de humo negro formando el Oxido de Carbono, siendo la reacción química correspondiente a la combustión incompleta la siguiente:



Así pues, los términos de Combustión Completa y Combustión Incompleta se usan para determinar en que condiciones se desarrolla el proceso de la combustión, considerándose como combustión completa a aquella en que el resultado final de la combustión está formado por Anhídrido Carbónico y los gases desprendidos de ésta son incoloros. Por el contrario, cuando la combustión es incompleta se genera Oxido de Carbono y los gases desprendidos de ésta se presentan en forma de humo negro.

Es precisamente la combustión incompleta la que se debe tratar de controlar, evitando así los humos negros, pues son estos los más perjudiciales ya que **todas esas partículas no combustionadas se van depositando en las paredes de los cilindros, pistones, anillos y cajeras, partículas que al estar en contacto con el lubricante forman una especie de “Pasta Abrasiva”**, la que al quedar expuesta con las partes en movimiento produce un efecto de fresa o rallador. Dicha pasta abrasiva es empujada, producto del movimiento del pistón, para escurrir por todo el tren alternativo del motor hasta llegar al cigüeñal, donde puede provocar daños irreparables, como rayaduras profundas, desgaste y pérdida de dureza, llevando incluso a fracturas.

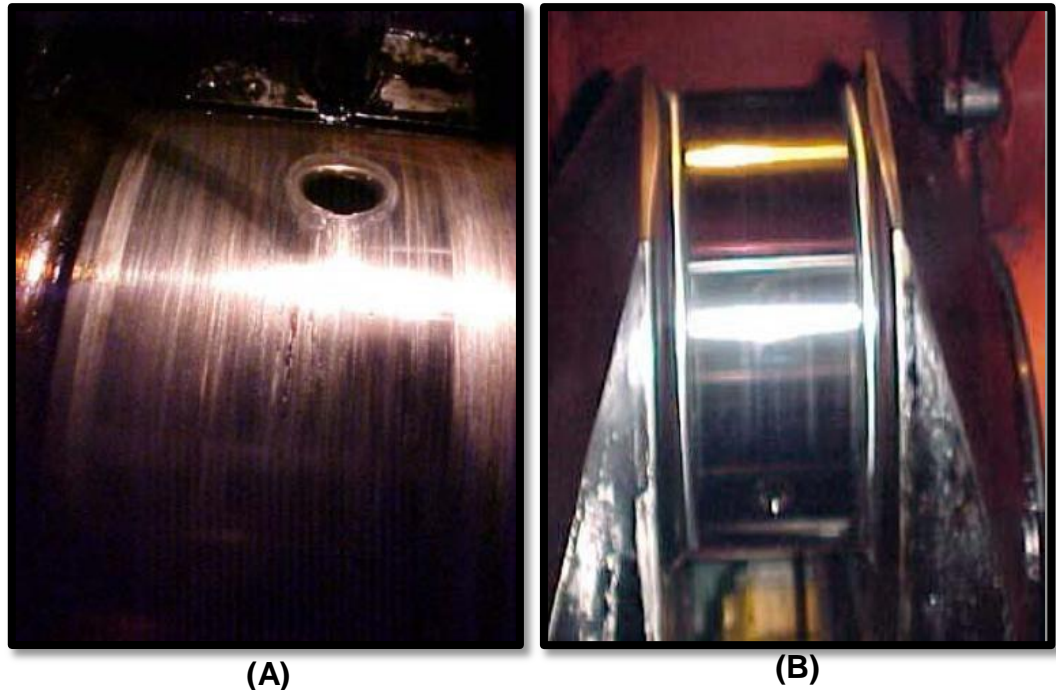


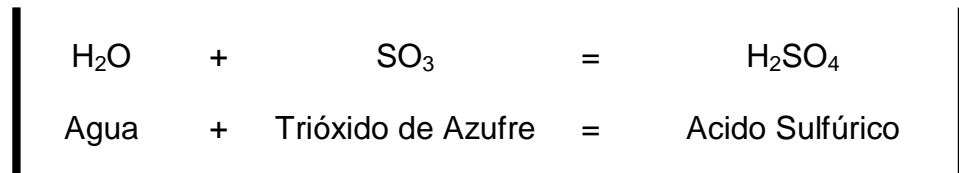
Figura N°28:
Muñón de cigüeñal dañado producto de residuos de combustión (A) y mismo muñón antes del daño (B)

En la Figura N° 28 (A) se puede apreciar un cigüeñal con uno de sus muñones dañados producto de la mezcla entre las partículas no quemadas en el proceso de combustión y el lubricante; y en la Figura N°28 (B) se ve el mismo cigüeñal en perfectas condiciones, pero antes de la falla.

Otro agente perjudicial para el cigüeñal es la corrosión producida por el Acido Sulfúrico. Se sabe que todos los tipos de petróleo se componen de hidrocarburos, aunque también suelen contener unos pocos compuestos como el azufre y el oxígeno, el contenido de azufre puede variar entre un 0,1 y un 5%.

Como en el proceso de refinación no es posible eliminar en su totalidad el contenido de azufre, este se oxida en el interior de los cilindros mientras se efectúa la combustión, generándose Trióxido de Azufre, el que al estar en contacto con agua o vapores de agua que son derivados de la oxidación del

hidrógeno, se forma el ácido sulfúrico, tal como se aprecia en la siguiente reacción:



Así como en el primer caso, en que la mezcla de partículas no combustionadas y el lubricante escurren el cigüeñal, de la misma forma llega a este el ácido sulfúrico, el que también puede generar daños de consideración.

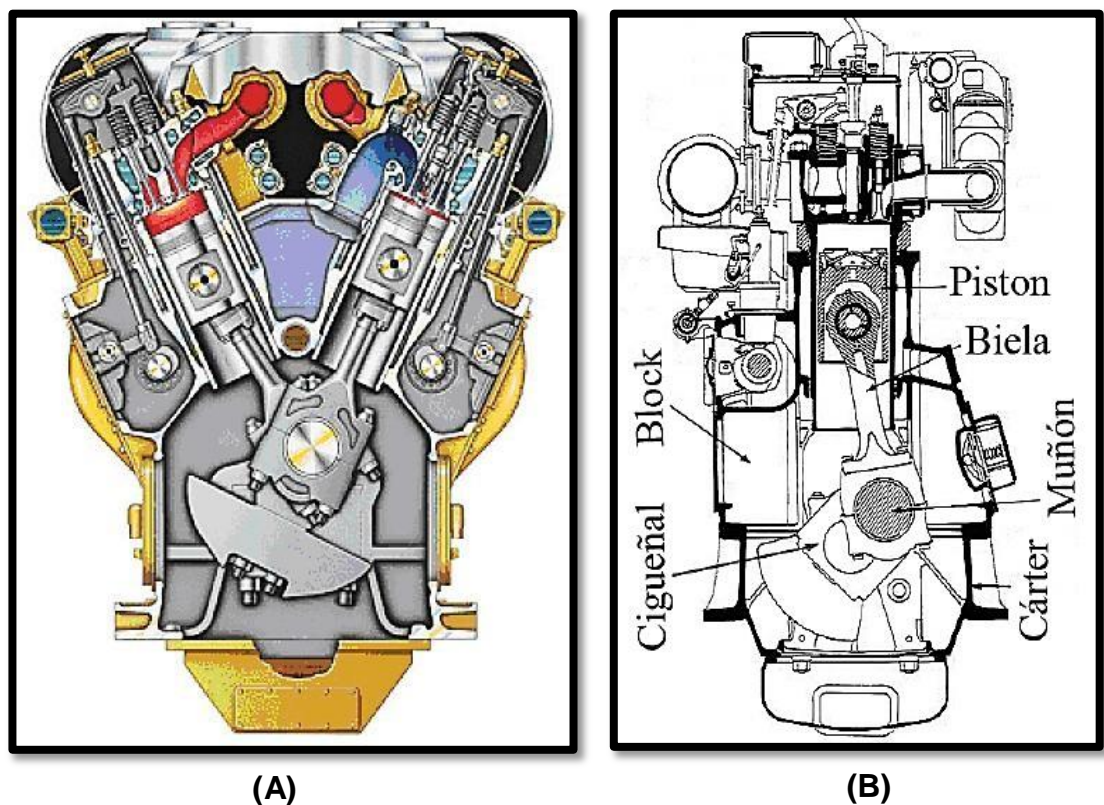


Figura N°29:
Motor en V (A) y Motor en Línea (B) con Cárter Húmedo

Estos daños afectan principalmente a los motores tipo Cárter Húmedo ya que son estos los que están más expuestos a los residuos antes mencionados, pues al estar comunicado el Cárter con el Block no hay impedimentos en que estos residuos lleguen al cigüeñal, tal como se muestra en la Figura N°29, donde el (A) corresponde a un motor auxiliar Sulzer en “V”

de 12 cilindros y el (B) que corresponde también a un motor auxiliar pero en línea, fabricado por Hyundai – MAN B&W de 6 cilindros.

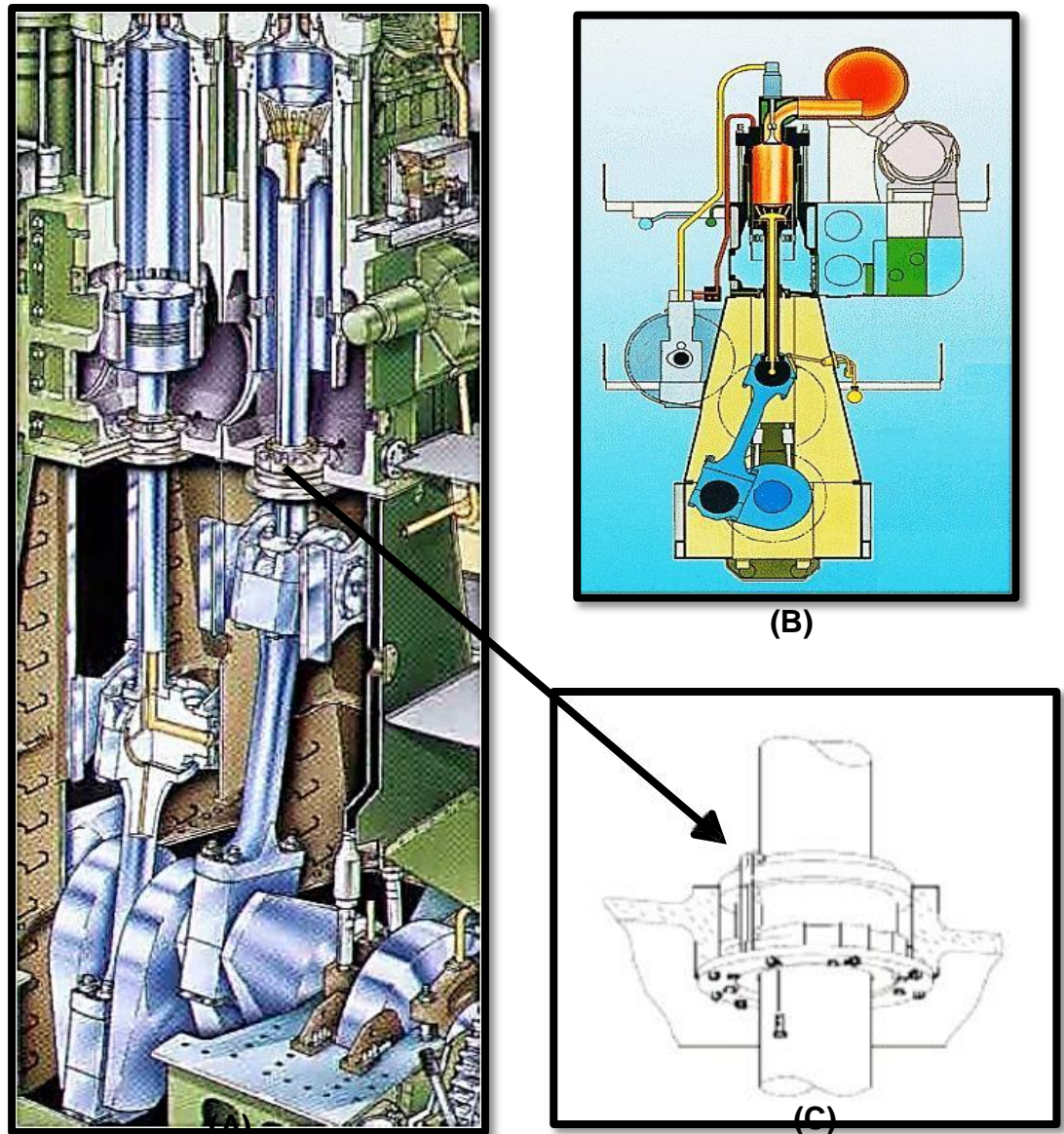


Figura N°30:
Motor en Línea con Cáster Seco

En cambio los motores del tipo Cáster Seco no es tan fácil el escurrimiento de dichos residuos, pues el Cáster no está comunicado con el Block esto porque la Biela está conectada a la cruceta la cual a su vez está sujeta al pistón, el que se divide en dos secciones principales, la corona de pistón y el vástago, es precisamente el vástago el que interactúa por intermedio de una prensa selladora entre las dos zonas inferiores del motor (block y cáster). Esta especie de prensa tiene como uno de sus objetivos impedir que todo tipo de

residuo se filtre hacia el interior del cárter, si ésta no llegase a cumplir su función produciría un deterioro del cigüeñal.

En la Figura N°30 (A) se puede apreciar en corte todo el tren alternativo de un cilindro para un motor propulsor en línea fabricado por Hyundai – MAN B&W de 7 cilindros, que corresponde a un tipo cárter seco. La Figura N°30 (B) muestra el motor en corte y la Figura N°30 (C) muestra la posición de la prensa selladora del vástago.

5. ORDEN DE ENCENDIDO

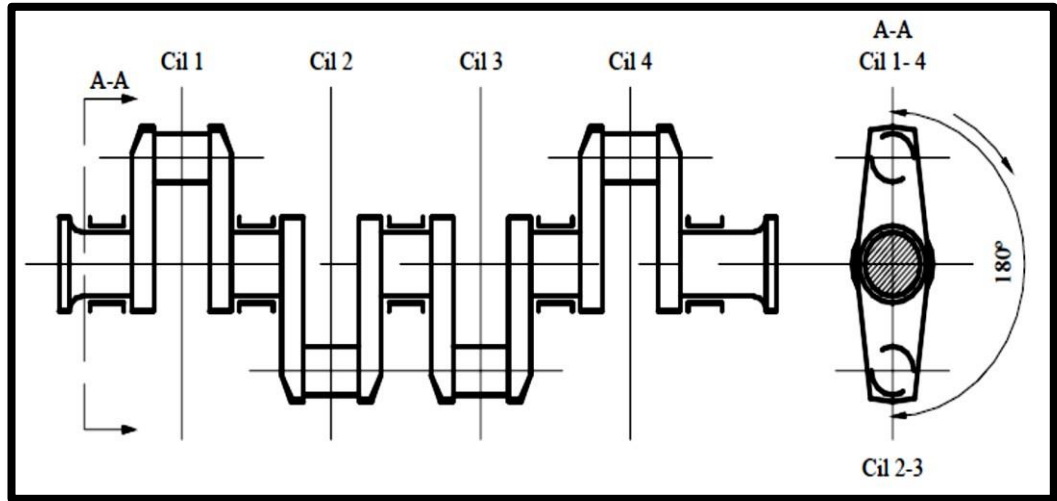
La importancia de este punto es principalmente evitar que sean demasiado grandes los esfuerzos de tipo torsionales los cuales son producto de los efectos de la combustión generados en cada uno de los cilindros.

La numeración de los cilindros no tiene otra finalidad que la de llevar un control de mantenimiento e inspección, es por ello que en el caso de los motores marinos las casas clasificadoras y los fabricantes, en la generalidad de los casos, han optado por designar siempre como cilindro número 1 al que está situado en el lado del volante.

Los muñones y manivelas del cigüeñal deberán disponerse de modo que se produzcan los tiempos motrices en la relación indicada, según las siguientes fórmulas:

$720^\circ / N^\circ \text{ de cilindros}$  Para motores de cuatro tiempos

$360^\circ / N^\circ \text{ de cilindros}$  Para motores de dos tiempos



**Figura N°31:
Cigüeñal para de 4 tiempos. Manivelas a 180°**

Por ejemplo, en un motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros la fórmula sería de la siguiente manera:

$$720^\circ / 4 = 180^\circ$$

Los muñones se dispondrán como indica la Figura N°31, manivelas a 180°, donde el orden de encendido puede ser 1- 2 - 3 - 4 o bien 1 - 3 - 4 – 2.

Si el motor fuera de dos tiempos el resultado sería:

$$360^\circ / 4 = 90^\circ$$

Y el cigüeñal estaría acodado como se indica en la Figura N°32, donde el orden de encendido será 1 – 3 – 2 – 4. En el primer caso los encendidos se suceden cada 180° y en el segundo cada 90°.

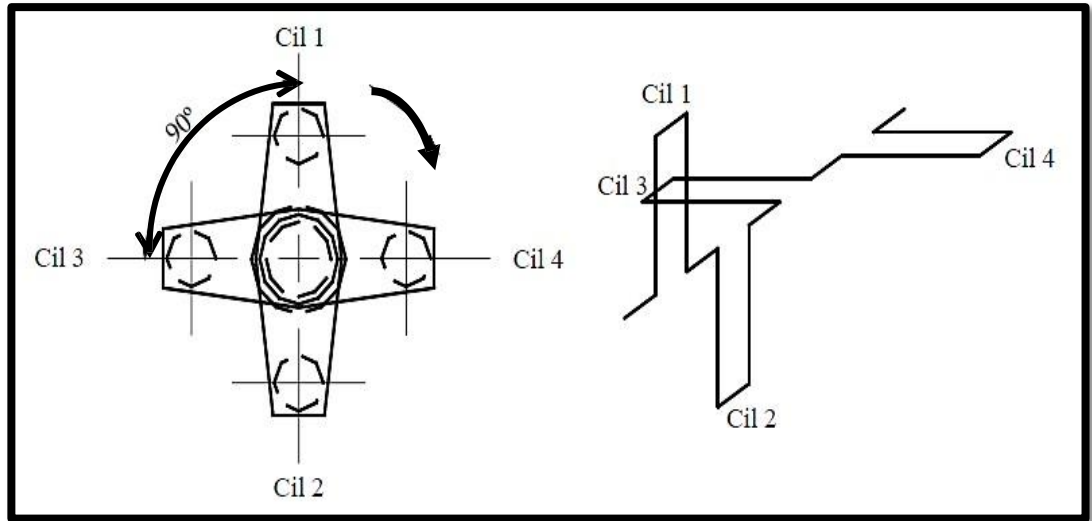


Figura N°32:
Cigüeñal de un motor de dos tiempos y cuatro cilindros, acodado en 90°.

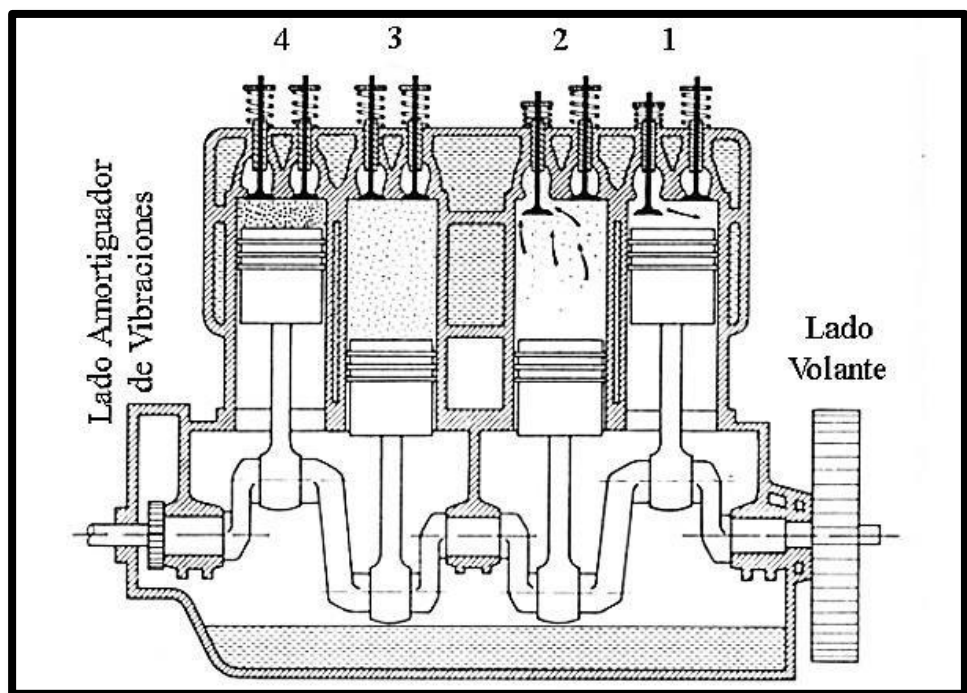


Figura N°33:
Ejemplo de un motor de cuatro cilindros y cuatro tiempos

Se debe considerar que los descansos (metales) trabajen en las mejores condiciones, por esto, cuando el motor tiene varios cilindros se selecciona el orden de encendido donde trabajen consecutivamente los dos émbolos más próximos, así pues, un ejemplo claro es el señalado en la Figura N°33 donde se tiene un motor de cuatro cilindros y cuatro tiempos. En el cilindro 4 ha terminado la compresión, por lo tanto, está a punto de iniciarse la

combustión; a continuación lo hará el cilindro 3 que está comprimiendo. Luego el cilindro 2 está en la fase de escape y el 1 en la aspiración, por lo tanto, el orden de encendido es 4 – 3 – 2 – 1. Sin embargo, hay que considerar también que al trabajar dos cilindros consecutivos, mientras uno está en el etapa de compresión y el otro en expansión o trabajo, la parte del cigüeñal comprendido entre dos cilindros está sometido en gran parte a un efecto de torsión, por lo que sería conveniente otro orden de encendido, tal como un 4 – 2 – 3 – 1 (Figura N°33).

Pero si se trata de un motor de seis cilindros y cuatro tiempos, un orden de encendido correcto, teniendo en cuenta este criterio sería: 1– 3 – 5 – 6 – 4 – 2. Las manivelas estarían colocadas a $720^\circ/6 = 120^\circ$, formando una estrella de tres puntas (Figura N°34).

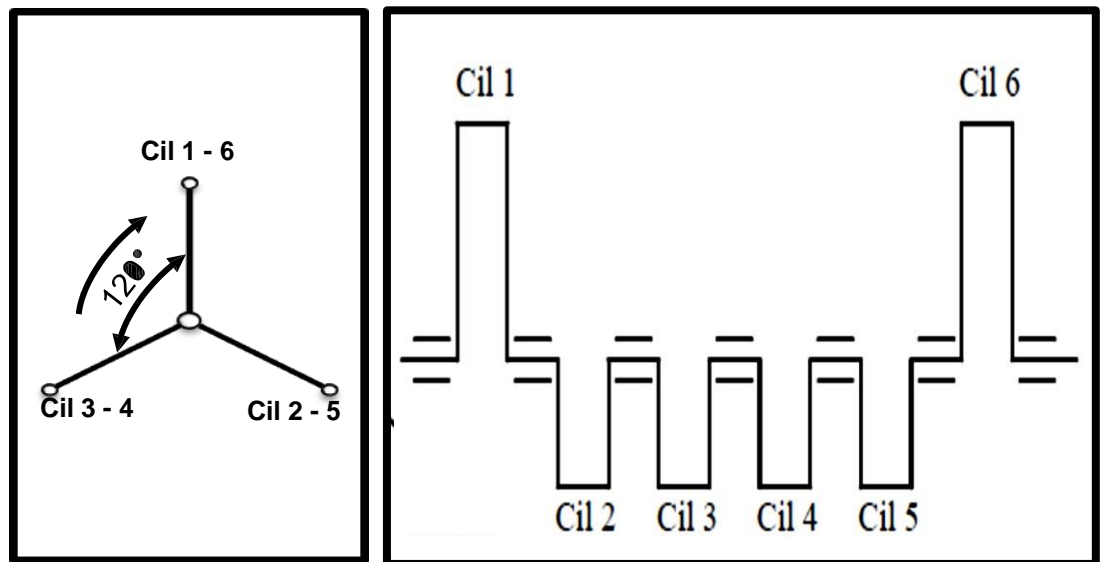


Figura N°34:
Cigüeñal de 4 tiempos, 6 cilindros, encendido cada 120°, 1-3-5-6-4-2

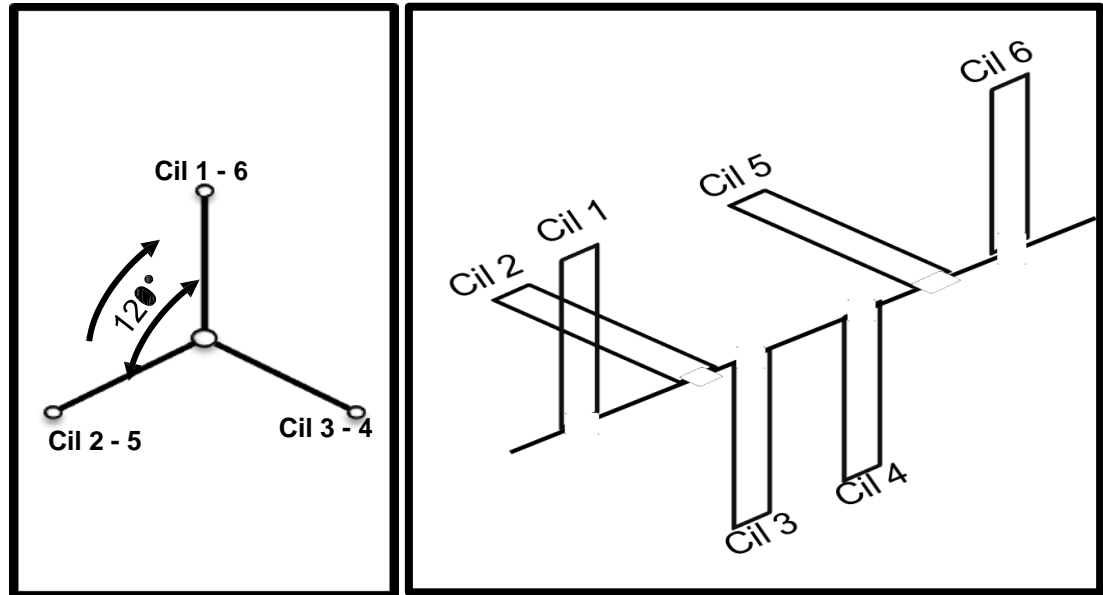


Figura N°35:
Cigüeñal de 4 tiempos, 6 cilindros, orden de encendido cada 120°, 1-5-3-6-2-4

Otras veces, teniendo en cuenta la facilidad de alimentación y buscando un mejor equilibrio del motor, trabajan alternativamente los cilindros situados a uno y otro lado a partir del centro. El orden de encendido sería: 1-5-3-6-2-4 y desfasado 120° como antes.

En la Figura N°35 se ilustra el esquema de otro cigüeñal de seis cilindros y cuatro tiempos dotado del encendido anteriormente mencionado (120°). Para mayor número de cilindros en línea se seguirá con el mismo criterio en donde los órdenes de encendido quedan como se muestran en la Tabla N°3.

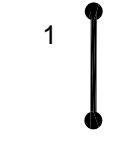
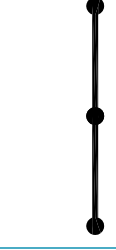

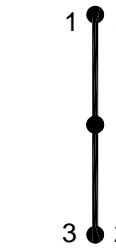

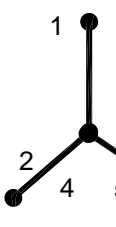
Números de Cilindros	Estrellas de las Manivelas	Angulo de manivelas o distancia entre encendidos	Sucesión de encendidos. El cigüeñal gira en sentido de las agujas del reloj.
1		360°	1
2		180° ; 540°	1 – 2
3		240°	1 – 2 – 3
4		180°	1 – 2 – 4 – 3 O 1 – 3 – 4 – 2
5		144°	1 – 3 – 5 – 4 – 2
6		120°	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4

Tabla N°3:
Orden de encendido de motores de cuatro tiempos en línea

Números de Cilindros	Estrellas de las Manivelas	Angulo de manivelas o distancia entre encendidos	Sucesión de encendidos. El cigüeñal gira en sentido de las agujas del reloj.
7		120°	1 - 3 - 5 - 6 - 4 - 2
8		102°	1 - 7 - 3 - 6 - 4 - 2 - 5
9		90°	1 - 6 - 2 - 5 - 8 - 3 - 7 - 4
10		80°	1 - 7 - 5 - 3 - 9 - 6 - 2 - 8 - 4
11		72°	1 - 7 - 3 - 9 - 6 - 10 - 4 - 8 - 2 - 5
12		60°	1 - 4 - 8 - 3 - 7 - 2 - 12 - 9 - 5 - 10 - 6 - 11

Tabla N°3:
Orden de encendido de motores de cuatro tiempos en línea

Antes de explicar los cigüeñales para los motores en “V”, se debe recordar que los motores marinos con cilindros en línea se han numerado desde el volante del motor hacia el otro extremo, tal como se ve en la Figura N°36. Si el motor es en “V” la numeración será la indicada en la Figura N°37.

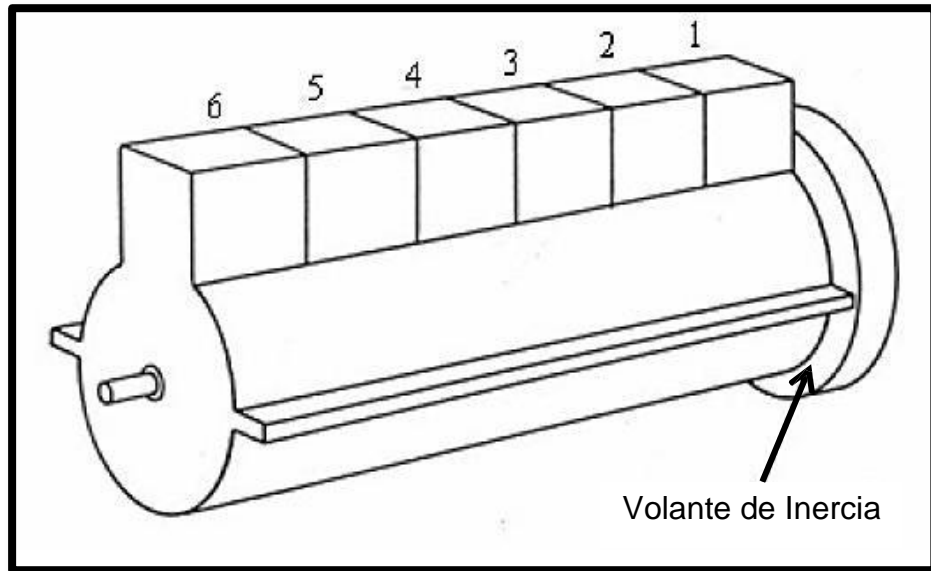


Figura N°36:
Forma de enumerar los cilindros de un motor con disposición en línea

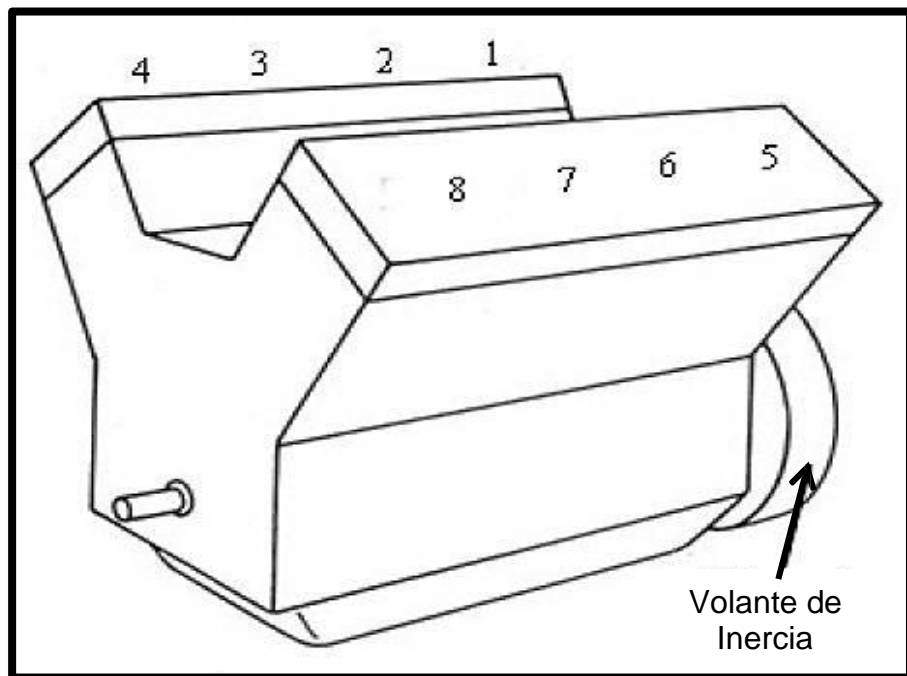


Figura N°37:
Numeración de los cilindros de un motor con disposición en “V”

En este tipo de motores (V), los dos lados son unidos por un solo eje cigüeñal, de aquí la importancia para determinar el orden de encendido y precisar el ángulo de la “V”. Este ángulo es el que resulta de dividir el ángulo de rotación

del ciclo completo por el número de cilindros, así para motores de 6, 8 o más cilindros tendremos:

Ciclo Completo / Número de Cilindros

6 Cilindros ➡ $720 / 6 = 120^\circ$

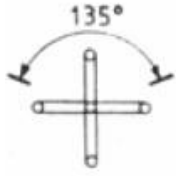
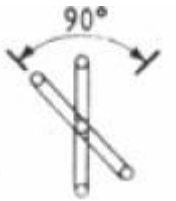
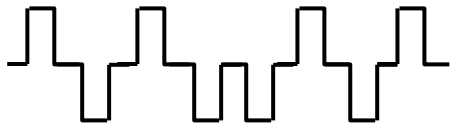
8 Cilindros ➡ $720 / 8 = 90^\circ$

12 Cilindros ➡ $720 / 12 = 60^\circ$

Donde estos grados también corresponden a la distancia de un encendido a otro. Sin embargo, en la Tabla N°2 se puede ver que ya son clásicos algunos motores en “V” con ángulos distintos, esto debido a razones de ubicación.

2 x 4			90°
2 x 4			90°
2 x 6			60°
2 x 6			60°

**Tabla N°4:
Orden de encendido para motores de cuatro en “V”**

2 x 8		I 1 3 5 7 8 6 4 2 II 16 14 13 15 9 11 12 10	45°
2 x 8		I 1 3 5 7 8 6 4 2 II 15 9 11 12 10 16 11 13	45°
2 x 8		I 6 2 5 8 3 4 II 9 14 10 13 16 11 15 12 	45°

**Tabla N°4:
Orden de encendido para motores de cuatro en "V"**

La primera columna corresponde al número de cilindros (Por ejemplo: 2 x 4 = 8 cilindros), la segunda columna corresponde al croquis de los cilindros y ángulo de la "V", en la tercera columna aparece el esquema del cigüeñal y el respectivo orden de encendido y en la cuarta columna aparece el ángulo que correspondería según lo expuesto anteriormente, por ejemplo: en el caso de un cigüeñal para 16 cilindros, la "V" debería ser $720^\circ / 16 = 45^\circ$, pero por razones de diseño y ubicación se adopta una "V" de 90° .

6. VELOCIDAD CRITICA

Si un cuerpo elástico es desplazado de una posición de equilibrio desarrollará una fuerza restauradora que tenderá hacerlo volver a aquel estado. Por supuesto, cuando cese la fuerza desplazante el cuerpo se moverá hacia su posición original debido a su inercia, el cuerpo, en su movimiento de retorno

no se detendrá en su anterior posición de equilibrio, sino que será llevado más allá, ocasionando un desplazamiento en la dirección opuesta.

La fuerza restauradora desarrollada así en la dirección opuesta invertirá la acción y el proceso continuará hasta que estos movimientos consecutivos llamados “**oscilaciones o vibraciones**” se disipen o supriman por la fricción u otras fuerzas resistentes.

El número de vibraciones por segundo o el régimen a que ellas ocurren se conoce como la “**Frecuencia de la Vibración**”. Si un cuerpo se deja vibrar libremente él lo hará a un cierto régimen, conocido como “**Frecuencia Natural de Vibración**”, la cual depende de la forma del cuerpo y el material de que esté hecho.

Cuando las fuerzas de desplazamiento ocurren repetidamente en un cuerpo elástico ocasionan vibraciones conocidas como “**Vibraciones Forzadas**”. Cuando estas vibraciones forzadas ocurren al mismo régimen en que lo hace la frecuencia natural de vibración del cuerpo o a algún múltiplo de ella, las vibraciones libres serán forzadas o ampliadas por las vibraciones forzadas.

Bajo esta condición, conocida como “**Resonancia**”, el desplazamiento o amplitud de las vibraciones resultantes quedará aumentado grandemente y puede producir excesivos esfuerzos en el cuerpo.

Realmente en todos los casos las fuerzas dentro de un motor están constantemente cambiando en magnitud y dirección y, por supuesto, son difíciles de balancear. El problema de balancear estas fuerzas cambiantes se hace más difícil por el movimiento alternativo de ciertas partes del motor, así las vibraciones de un motor pueden ocurrir debido a:

- a. Fuerzas Rotativas no balanceadas
- b. Fuerzas Alternativas no balanceadas
- c. Variaciones en la presión del gas
- d. Fuerzas de Inercia
- e. Torque

Si estas fuerzas fluctuantes en un motor ocurren al mismo régimen que la frecuencia natural de vibración de la estructura del motor o una de las partes, la condición resultante de Resonancia puede aumentar la amplitud de las vibraciones hasta una extensión que dará por resultado un daño serio.

Generalmente, las frecuencias naturales de la estructura de un motor y sus partes son considerablemente mayores que la frecuencia a la cual es probable que ocurran bajo condiciones normales de funcionamiento.

No obstante, si las vibraciones forzadas ocurren de manera que ellas refuercen cada segunda, tercera o cuarta vibración natural y así sucesivamente de una parte específica del motor, puede ocurrir una condición de resonancia en una de estas armónicas mayores de la frecuencia natural de vibración.

Mientras que la resonancia con estas armónicas de mayor orden no producirán un aumento tan grande en las vibraciones como las armónicas de bajo orden, ellas ocurren con más probabilidad y son las responsables de los llamados “**Puntos de Vibración o Velocidades Críticas**” dentro del orden de velocidad normal de funcionamiento del motor, ya sea, durante la operación de avance o atrás.

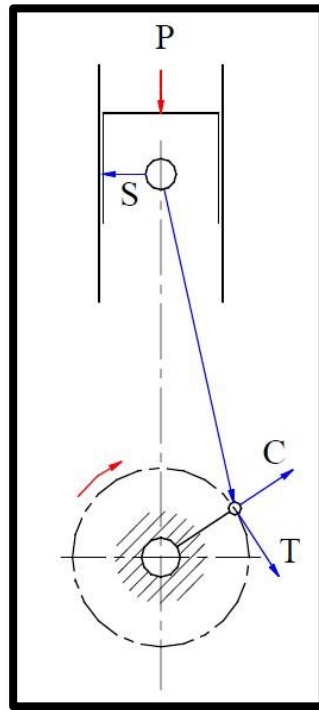


Figura N°38:
Fuerzas actuantes en el motor producto de la presión de combustión

En la Figura N°38 se muestra la presión de combustión “P” actuando sobre el pistón de un motor diesel la cual se descompone en dos tipos de fuerzas:

- I. La fuerza Tangencial “T”, que gira al cigüeñal, y
- II. Un empuje Lateral “S” en las paredes del cilindro

A esto se añade la fuerza Centrífuga “C”, creada por la rotación del cigüeñal con las distintas partes conectadas a él. Todas las fuerzas varían en tamaño, dirección y punto de aplicación además todas éstas pueden causar alguna clase de vibración.

Las vibraciones del motor pueden clasificarse por el tipo de desplazamiento que ellas producen, tal como muestra la Figura N°39.

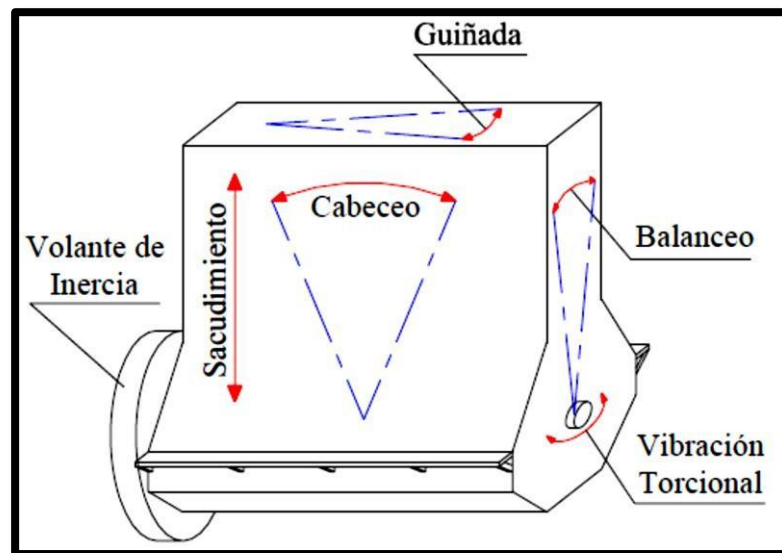


Figura N°39:
Tipos de Vibraciones en el Motor

El sacudimiento es causado por las fuerzas alternativas verticales u horizontales, componentes de la fuerza centrífuga, que tienden a mover el motor hacia arriba y hacia abajo o hacia los lados, respectivamente.

El balanceo u oscilación es causado por las fuerzas fluctuantes horizontales que actúan por encima del centro de gravedad del motor, tales como la componente horizontal de la reacción del pistón o empuje lateral “S” de la Figura N°38, también debido a cambios de presiones en la combustión, a las fuerzas de inercia y a la reacción de la carga.

El cabeceo es causado por pares fluctuantes verticales que tienden a hacer que los extremos del motor se levanten y caigan.

La guiñada es causada principalmente por pares fluctuantes horizontales que son producto de la componente horizontal de la fuerza centrífuga, que tienden a girar el motor en sentido transversal o mover los extremos hacia la izquierda y hacia la derecha.

Finalmente las vibraciones torsionales, que en este caso son las de mayor relevancia a la hora de estudiar el cigüeñal, son causadas por reacciones de torque fluctuantes que tienden a torcer el cigüeñal según gira, o sea, se deben principalmente a las variaciones de torque causadas por los cambios en la presión de combustión, las fuerzas de inercia y las reacciones carga-torque.

Si un eje largo de acero, con un volante acoplado en un extremo del mismo, se afirma en un tornillo de banco por el otro extremo y al volante se le da un pequeño giro, el eje se torcerá. Cuando se suelte el volante, se destorcerá él mismo, haciendo así que el volante regrese hacia atrás en la dirección opuesta. No obstante, debido a su inercia, el volante no se detendrá cuando el árbol esté totalmente destorcido, sino que continuará girando hasta que el árbol sea torcido en la dirección opuesta.

Como el acero posee cierta elasticidad, el eje continuará torciéndose y destorciéndose en direcciones opuestas hasta que la fricción interna entre las fibras de acero modere o frene la vibración angular. Este torcimiento y destorsimiento de un eje se conoce como **Vibración Torsional**.

Cada eje tiene una cierta frecuencia natural de vibración torsional que depende de su tamaño, forma, elasticidad y pesos acoplados. Por ejemplo, un eje largo, delgado y con un extremo firmemente asegurado y el otro acoplado a un volante pesado vibrará, se torcerá y destorcerá mucho más despacio que un eje corto y grueso a cuyo extremo libre se le haya acoplado el mismo volante. Así, se dice que el eje largo y fino, conjuntamente con el volante tiene una frecuencia natural de vibración torsional más baja, mientras que en un eje de un motor más corto y más grueso, mayor será la frecuencia natural de su vibración torsional.

En un cigüeñal las fuerzas ejercidas por las combustiones en los cilindros tienen a torcerlo mientras está rotando, esto da un incremento a vibraciones periódicas que en funcionamiento normal son tan pequeñas que no se hacen evidentes y no son dañinas. No obstante, estos impulsos periódicos suceden de modo que coincidan con la frecuencia natural de vibración torsional del cigüeñal y las piezas acopladas al mismo, entonces estos impulsos refuerzan cada vibración natural y las vibraciones resultantes pueden hacerse tan grandes que los esfuerzos en el cigüeñal excederán el valor de seguridad y finalmente el eje se romperá.

Sin embargo, aún antes de que el cigüeñal se rompa, la vibración torsional excesiva puede causar una avería de importancia, tal como un golpeteo, trepidación o rotura en los mecanismos que están acoplados o que son accionados por el cigüeñal.

La velocidad de rotación del cigüeñal en la cual ocurren los impulsos que tienden a torcerlo en el mismo grado que la frecuencia natural de vibraciones torsionales se denomina **Velocidad Crítica del Primer Orden**.

Si un motor se hace funcionar a una velocidad en la cual ocurren los impulsos torsionales a un régimen que es la mitad de la frecuencia natural de vibración torsional del cigüeñal, estos impulsos de torsión reforzarán cada segunda vibración natural. La velocidad en la cual ocurre este punto de vibración se llama la **Velocidad Crítica del Tercer o Cuarto Orden**.

Al acelerar un motor se alcanza un punto de vibración del cigüeñal, esto es debido a una velocidad crítica de un orden más elevado, el cual, aunque no tan destructivo como la velocidad crítica del primer orden, deberá

sobrepasarse tan rápidamente como sea posible para evitar cualquier efecto nocivo.

Los motores de alta velocidad, policilíndricos, tiene más probabilidad de funcionar a través de las velocidades críticas que los motores de baja velocidad, debido al tamaño y a las limitaciones de peso que previenen el uso de cigüeñales de gran diámetro y más largos. Un gran número de cilindros y alta velocidad de funcionamiento dan por resultado un gran número de combustiones que producen impulsos que tienden a torcer el cigüeñal.

Mientras que las vibraciones están en cierta extensión interrelacionadas, la presión de combustión y la reacción de la carga tendrán un pequeño efecto en las vibraciones del motor que no sean las torsionales y de balanceo. Las vibraciones por sacudimiento, cabeceo y guiñada se deben a fuerzas alternativas desbalanceadas, fuerzas rotativas y pares que ocurren en todas las cargas del motor a menos que esté equipado con medios para evitarlas.

Además hay vibraciones internas en la misma estructura del motor debido a las fluctuaciones en las presiones de combustión y a las fuerzas de inercia, evidenciándose esto en la irregularidad del motor, la cual ocurre en ciertos puntos de vibración cuando la frecuencia de las fuerzas fluctuantes coincide con la frecuencia natural de la estructura del motor o algún múltiplo de ésta.

Con el fin de prevenir la resonancia con estas vibraciones, que son producto de las velocidades críticas, el armazón del motor se hace tan rígido como sea posible para aumentar su frecuencia natural de vibración.

7. DESGASTE NORMAL

El cigüeñal es la pieza, entre las que tiene movimiento, que gira a mayor velocidad y de mayor peso; no obstante, está proyectado para conservarse, sin ser reparado, tanto como el motor mismo. Las técnicas de construcción modernas, los juegos de montaje cuidadosamente controlados y los progresos en el campo de los lubricantes le aseguran un amplio margen de seguridad y una óptima fiabilidad.

Al tener que referirse al desgaste normal, se está apuntando a las posibles pérdidas de material que se originan por horas de operación y no a las producidas por causas fortuitas como pérdida de la película de lubricante o contaminación de éste.

Hoy en día los cigüeñales, para tratar de evitar los desgastes, principalmente en los muñones de biela y bancada, están provistos de tratamientos térmicos y de revestimientos que dan a las superficies ciertas cualidades. Uno de los elementos que se utiliza como revestimiento es el cromo, que aplicado en forma electrolítica modifica las propiedades de las superficies metálicas. Este recubrimiento electrolítico es extensivamente usado en la industria para proteger metales de la corrosión y mejorar su aspecto. También se emplea para restaurar piezas metálicas o conseguir superficies muy duraderas y con bajo coeficiente de rozamiento (cromo duro).

El llamado cromo duro son depósitos electrolíticos de espesores relativamente grandes (0,1 mm), que se depositan en piezas que deben soportar grandes esfuerzos de desgaste. Se realizan este tipo de depósitos especialmente en cigüeñales, asientos de válvulas, cojinetes, ejes de pistones hidráulicos y en general en lugares donde se requiera bastante precisión. Los cigüeñales y

otras piezas fundamentales de los motores de combustión sufren desgastes que se manifiestan como holguras en sus muñones y que pueden comprometer su funcionamiento. Generalmente como la capa de cromo depositada no es totalmente uniforme, se da un espesor mayor del necesario, para después rectificar la pieza y así conseguir el acabado y las dimensiones adecuadas.

El cromo tiene bajo poder de recubrimiento, menos si las capas que se depositan son tan finas, pues para que el cromo sea totalmente eficaz contra la corrosión, deben tener por lo menos 0,05 mm de espesor. Por ello las superficies a cubrir deben estar bien pulidas, brillantes y desengrasadas.

Como ya se mencionó el espesor de la capa o película de cromo suele ser relativamente grande, la cual se aproxima a los 0,1 mm. Dicho espesor para los cigüeñales a los cuales se les permite un rectificado posterior suele fluctuar entre los 0,2 a 0,4 mm; en cambio para los cigüeñales que no precisen rectificado bastará un espesor de 0,05 a 0,1 mm y es en este caso donde debe darse la capa con extrema uniformidad.

Al montar un cigüeñal cromado la tolerancia o claro entre las superficies de contacto, ya sea entre el muñón de biela o bancada y la superficie interior del cojinete, debe aumentar de un 20% a un 30% de lo normal. Esto debido a que el cigüeñal sin cromo sufre un desgaste de adaptación durante las primeras horas de operación, mientras que en el cigüeñal cromado las superficies permanecen intactas. Como ejemplo se tiene un motor MAN modelo KZ 78/155 de 7 cilindros en línea, que proporciona una potencia de 4200 BHP, está la opción de instalar un cigüeñal no cromado, para el cual el fabricante recomienda un claro de 0,23 a 0,27 mm. También está la opción de instalar el mismo cigüeñal pero cromado donde los claros que recomienda el fabricante

esta vez serán de 0,3 a 0,35 mm. Si se mantuvieran los claros proporcionados para cigüeñales no cromados y se instalara uno cromado se corre el riesgo de que se produzca una excesiva fricción entre la película lubricante y las superficies de contacto, lo cual llevaría a una falla por recalentamiento.

El desgaste permitido en los cigüeñales indicado por las Casas Clasificadoras será el mismo que proporciona el fabricante del producto, acogiéndose a esta medida a la hora de emitir el certificado de aprobación. Esta dimensión es aproximadamente un 0,01% del diámetro del muñón, sea de biela o bancada, tal como se aprecia en la Figura N°40.

Por ejemplo, se tiene un cigüeñal de un motor MAK modelo 6M – 551 de 6 cilindros en línea que proporciona una potencia de 3500 BHP. El cigüeñal de este motor posee una medida inicial de 310,00 mm correspondiente al diámetro de los muñones de biela y bancada. El fabricante proporciona una tolerancia máxima de desgaste de 0,032 mm, medida que equivale al 0,01% del diámetro inicial, o sea, las dimensiones de los muñones del cigüeñal deberán ser superiores a 309,968 mm, para así mantenerse estándar y la aprobación de la Casa Clasificadora.

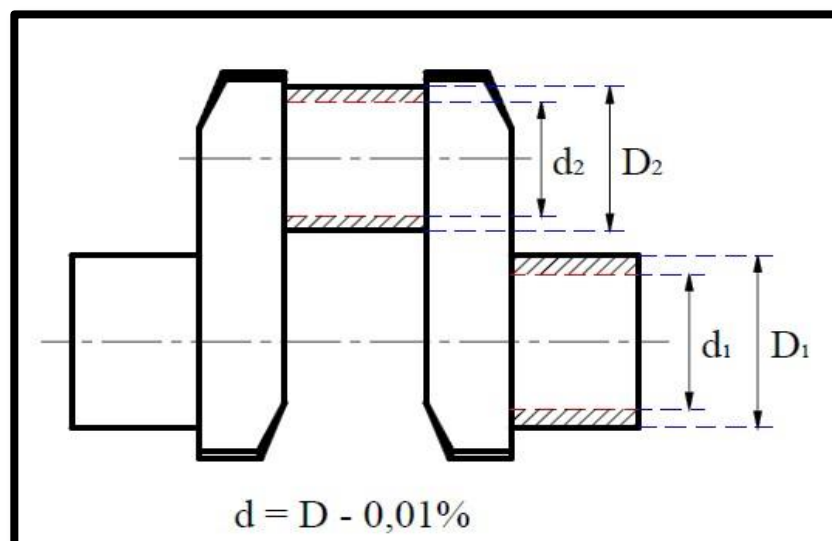


Figura N°40:
Diámetro Mínimo sugerido por fabricantes

En caso de que las dimensiones tolerables sean sobrepasadas, los fabricantes muchas veces proponen la solución de rectificado, siempre y cuando el cigüeñal esté en condiciones de ser reparado. Estas dimensiones de rectificado también son proporcionadas por el fabricante y pueden ir desde los 0,2 mm hasta no más de 3 mm dependiendo del tamaño del cigüeñal y de las condiciones en que se encuentre éste. Realizado el rectificado se aplicará nuevamente la capa de cromo, y dependiendo de ésta, el cigüeñal quedará con una “submedida”. Dicha submedida implicará que los cojinetes respectivos deban ser de “sobremedida”, compensando de esta forma la pérdida de material.

En síntesis, los agentes que intervienen en la vida útil del eje cigüeñal son los que se muestran en el Gráfico N°1:



CAPITULO III

LOS COJINETES

1. GENERALIDADES

Los cojinetes cumplen la función de sostener la pieza en movimiento soportando las cargas radiales y axiales mientras mantienen la pieza alineada, reducen la fricción proporcionando un contacto deslizante (cojinetes sencillos) o contacto giratorio (cojinetes antifricción).

Los cojinetes, también denominados **metales**, reducen la fricción y eliminan el calor mediante la acción del lubricante, además son de materiales y diseños apropiados.

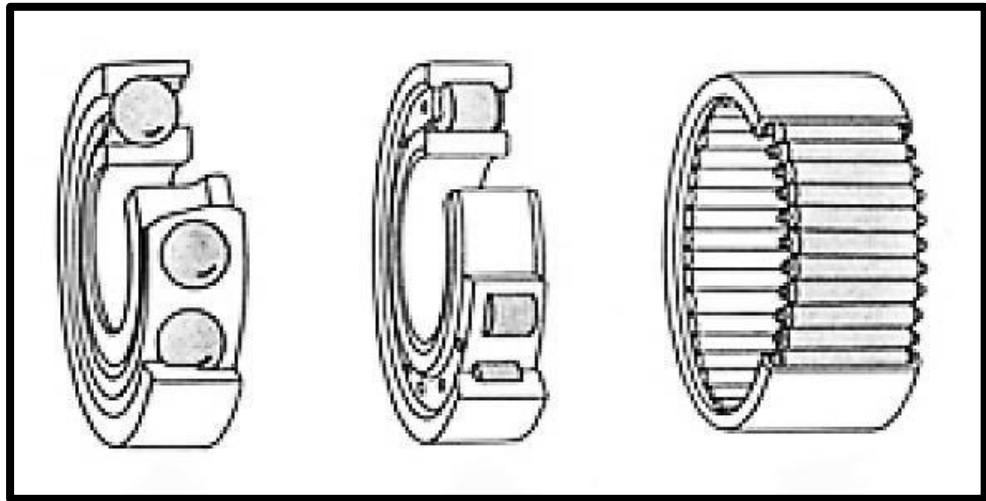
2. TIPOS DE COJINETES

Existen dos grandes grupos de cojinetes que se diferencian entre sí por su forma constructivas y estos son:

a. Los cojinetes de rodadura, contacto giratorio o antifricción (Rodamientos)

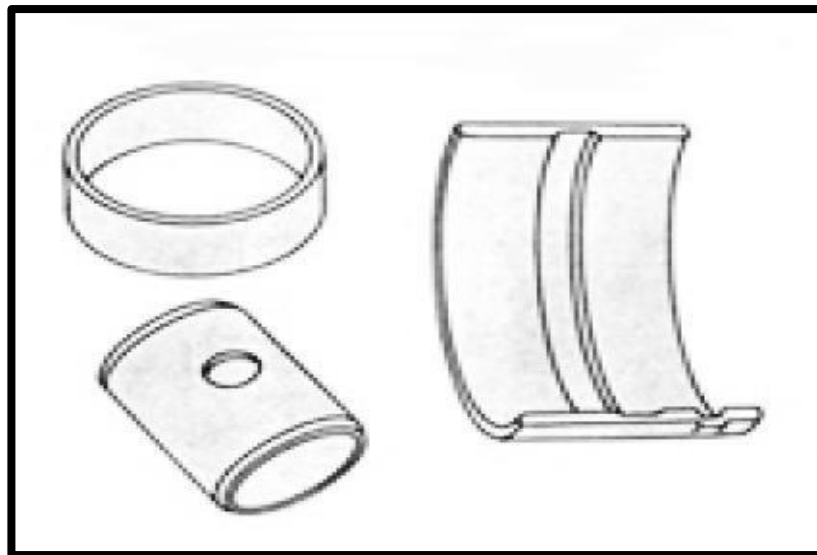
b. Los cojinetes lisos, contacto deslizante o de fricción

Los del primer grupo se subdividen en una infinidad de subgrupos, según sea su aplicación y construcción, siendo los principales los de bolas y los de rodillos (Figura N°41).



**Figura N°41:
Cojinetes Antifricción (Bolas, Rodillos y Agujas)**

Los del segundo grupo son los que más nos interesa puesto que en los motores Diesel son casi los únicos que se emplean, debido a que resisten mejor los trabajos bruscos a que están sometidos producto de la combustión y consiguientes vibraciones, además de ser más prácticos de ajustar y mejor aún más económicos.



**Figura N°42:
Cojinetes Lisos (Bujes) y Seccionales**

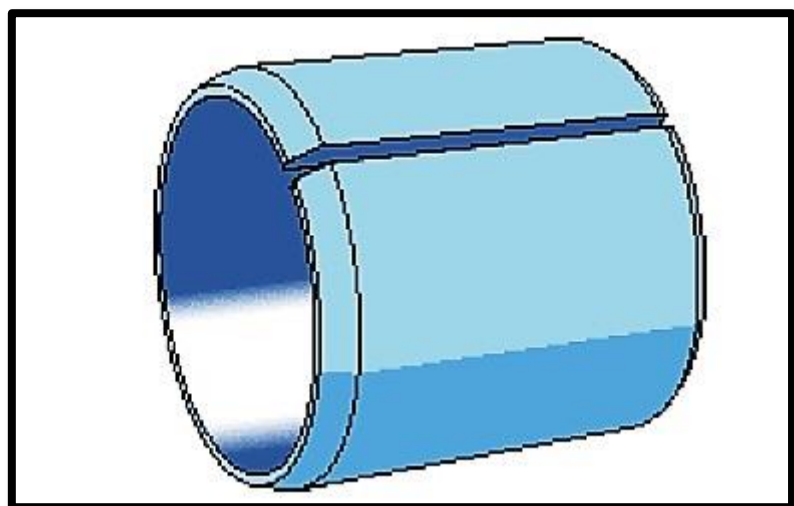
En la Figura N°42 se aprecian los cojinetes lisos o casquillos más típicos, los cuales se muestran y describen con mayor detalle a continuación:

Cojinete Sólido, Manguito o Buje: estos generalmente son fabricados de cobre, bronce o latón. Soportan sólo cargas radiales



**Figura N°43:
Cojinete Sólido**

Cojinete Seccional Completo: este inicialmente está formado como una tira de material, el que luego se enrolla a la forma final. Generalmente está fabricado de cobre, bronce o acero. Sostiene sólo cargas radiales.



**Figura N°44:
Cojinete Seccional Completo**

Cojinete de Empuje: está diseñado esencialmente para soportar cargas radiales y axiales. Generalmente está hecho de bronce



Figura N°45:
Cojinete de Empuje

Cojinete Tipo Seccional Mixto: normalmente está construido con respaldo de acero revestido con bronce o babbit. Soporta sólo cargas radiales.

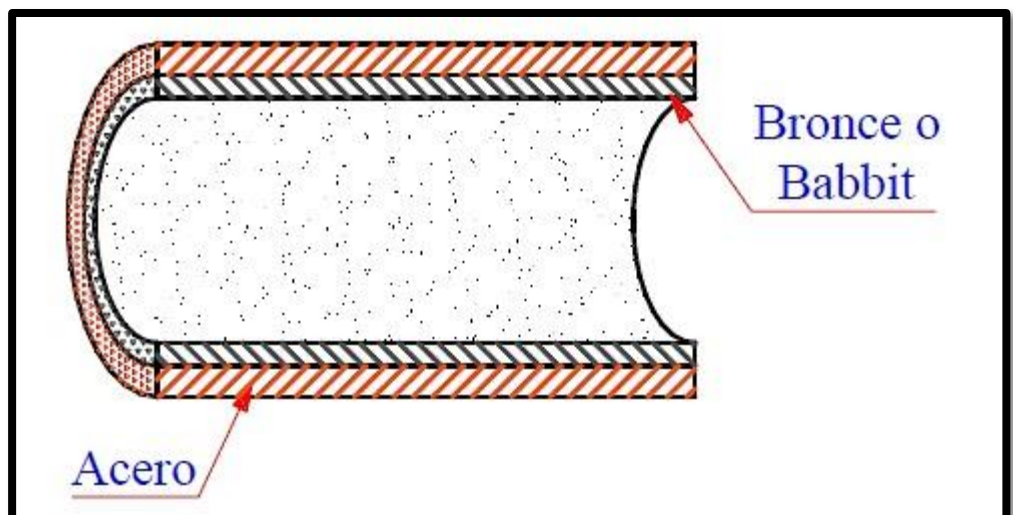


Figura N°46:
Cojinete Seccional Mixto

Cojinete Tipo Seccional de Baja Intensidad: puede construirse de madera, plástico, caucho o metal sinterizado. También puede

fabricarse de hierro fundido. Este cojinete sostiene cargas radiales y axiales de intensidad baja.



Figura N°47:
Cojinete Seccional de Baja Intensidad

Cojinete Seccional Típico: normalmente se conoce como **Cojinete de Cigüeñal de Motor**. Por lo general, está fabricado de respaldo de acero o bronce con un revestimiento de babbit más suave. Sin embargo, hay diferentes tipos de revestimientos tales como: cobre – plomo, estaño o plata que se discutirán más adelante. Este tipo de cojinete sostiene cargas axiales y radiales.

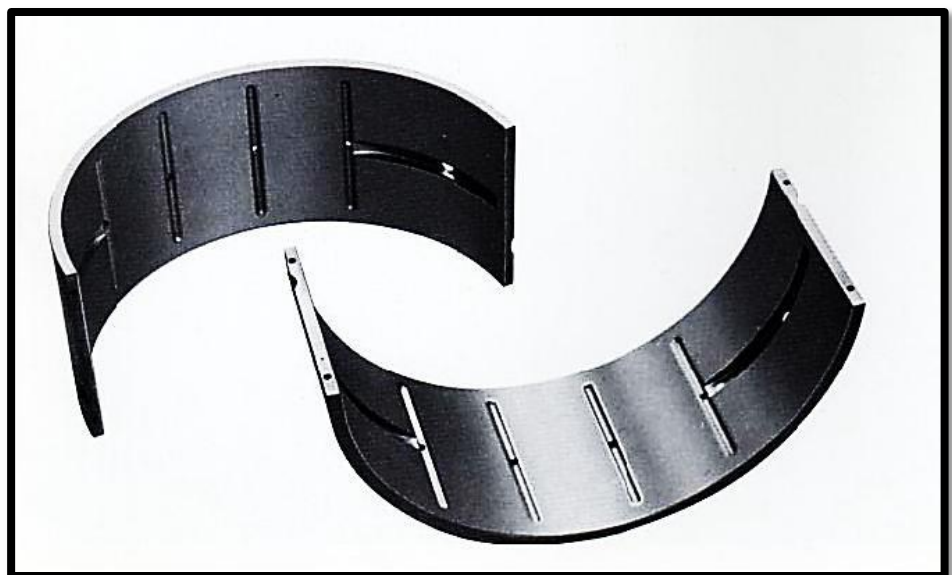
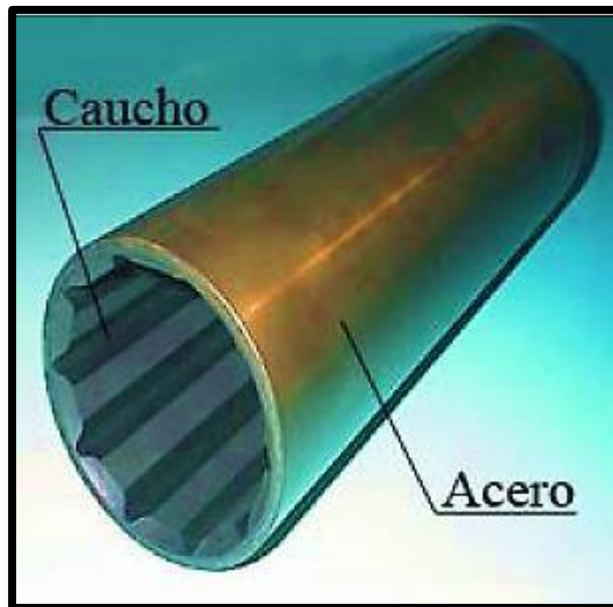


Figura N°48:
Cojinete Seccional Típico

Cojinete Sólido Mixto: este posee una estructura de caucho acanalada sostenida por un casco de acero o bronce. Las ranuras en éste forman una serie de pasajes que permiten que el lubricante, normalmente agua, pase a través del cojinete. Sostiene sólo cargas radiales.



**Figura N°49:
Cojinete Sólido Mixto**

3. CAUSAS DEL DESGASTE Y SUS SOLUCIONES

Cuando se produce la avería de un descanso no es suficiente proceder simplemente al reemplazo del mismo, por el contrario, debe hacerse un cuidadoso estudio para averiguar la causa de esta avería. Sólo de esta forma se puede tener la seguridad de que el descanso que se instalará nuevo trabajará bien y durará el tiempo previsto.

Hay muchos tipos de cojinete de uso corriente y también son muchas las causas de sus averías, además, para hacer más difícil la solución, hay numerosos tipos de averías que no se pueden averiguar su causa a simple vista. A pesar de esto, normalmente, cada tipo de avería tiene sus

características propias que las diferencian de las demás y cuando se está familiarizado con dichas características será muy sencillo localizar la causa con razonable precisión.

A continuación, en la Tabla N°5, se muestra un resumen esquemático de localización de averías, siendo una guía general para ayudar a determinar la causa posible y la solución para las fallas que se pueden producir en los cojinetes. No olvidar que muchas de estas causas pueden ocurrir al mismo tiempo, por lo que se debe tener especial cuidado a la hora de determinar una solución.

DESGASTE EXCESIVO	
Causa Posible	Solución
1. Árbol y Cojinete desalineado	Realignar
2. Vibraciones excesivas	Detectar la causa y eliminar
3. Tapas de cojinetes demasiado flojas	Apretar a medida
4. Tapa de cojinetes muy apretadas	Volver a apretar a la medida o reemplazar los cojinetes por el tamaño correcto
5. Cojinete sobrecargado	Reducir la carga o velocidad
6. Ranura para aceite defectuosa	Reemplazar el cojinete
7. Superficie del cojinete muy áspera	Completar el período de asentamiento o usar un cojinete adecuado
8. Huelgos muy pequeños de los cojinetes	Reemplazar el cojinete por el de tamaño correcto
9. Materiales, diseño o construcción inapropiados del cojinete	Reemplazar por un cojinete adecuado
10. Sello o construcción defectuoso del cojinete	Reemplazar el cojinete
11. Contaminantes abrasivos o corrosivos en el lubricante	Reemplazar los lubricantes
12. Lubricante demasiado pesado o liviano para la velocidad de rotación, cargas impuestas y para el huelgo del cojinete	Usar un lubricante apropiado según corresponda
13. Falta de lubricación debido a fugas excesivas	Reemplazar sellos correspondientes
14. Pasajes de lubricante bloqueados	Limpiar los pasajes de lubricante

**Tabla N°5:
Desgaste Excesivo, Problemas y Soluciones**

Se deberá tener mucho cuidado a la hora de instalar los descansos, en especial los seccionales (usados mayormente en los motores marinos) ya que el descanso debe ser redondo y exacto, pues debe haber contacto perfecto entre el interior del asiento del descanso y el exterior del mismo. Este es un factor que a menudo se pasa por alto cuando se instalan los descansos, ya que al no haber un contacto adecuado, el calor producido por la fricción no será transferido del descanso a su soporte, provocando una falla irreparable en el descanso, pudiendo llegar incluso al derretimiento. Esta es una de las razones por que no se deben usar calces entre el descanso y su asiento para corregir el desgaste. Al momento de instalar el descanso, habrá que tener cuidado de que no se tapen los orificios de aceite y que los dispositivos de enclavamiento estén en posición correcta, como se muestra en la Figura N°50.

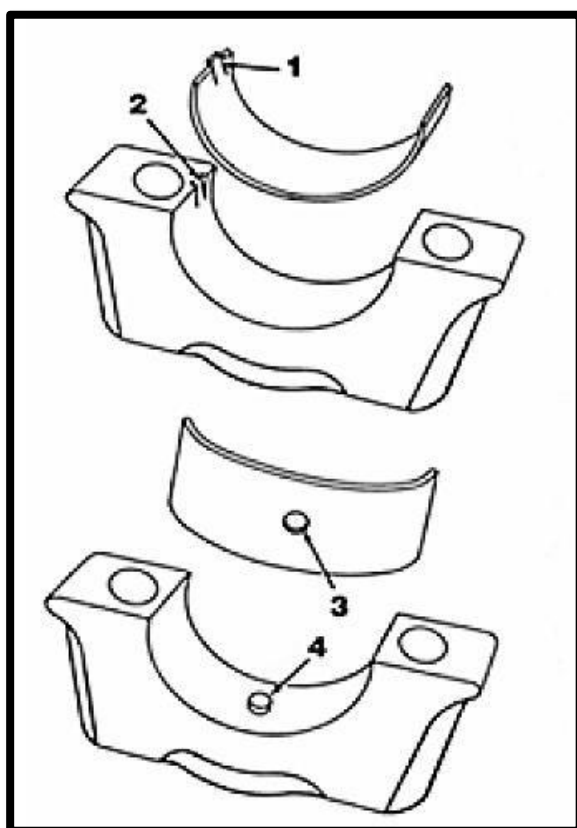


Figura N°50:
Tipo de enclavamiento de cojinetes o descanso
(1) Labio de Enclavamiento
(2) Ranura guía del labio (3)
Orificio de espiga y
(4) Espiga guía

El factor de disipación de calor es una de las razones por la que se tiene precaución al momento de efectuar la compresión del descanso. Compresión significa, en este caso, que cada mitad de los insertos del descanso se extienda una o dos milésimas de milímetro más allá de la cavidad del asiento del descanso, tal como se muestra en la Figura N°51. Luego se aprietan los elementos de fijación de la tapa del descanso al torque especificado, con esto se fuerza al inserto para que se asiente firmemente en el asiento del descanso.

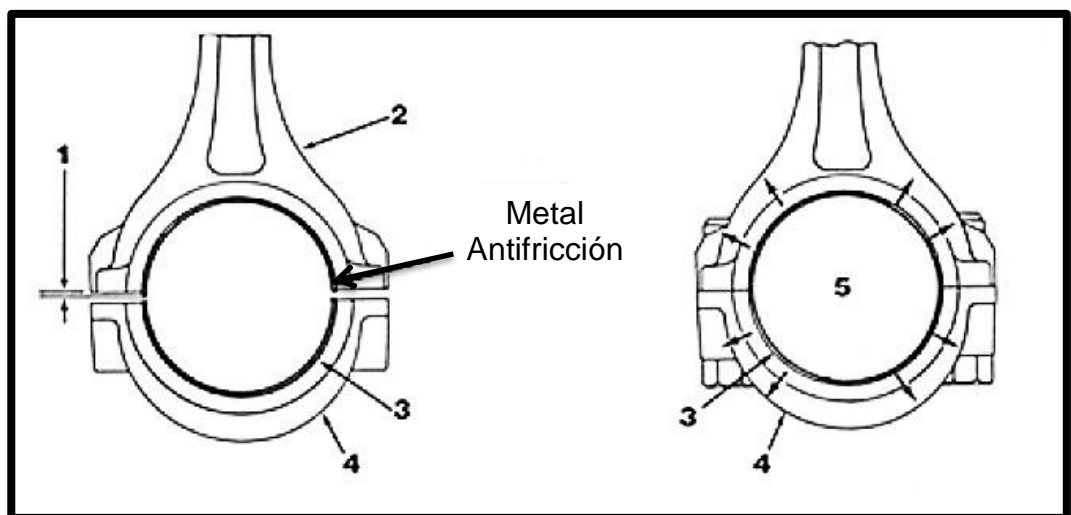


Figura N°51:
Compresión de Cojinete. (1) Altura de Compresión de cada mitad de cojinetes, (2) Biela, (3) Cojinete, (4) Tapa y (5) Distribución de la presión radial en forma homogénea.

Otra razón de la compresión es asegurarse que el cojinete permanezca redondo. Si no se sostiene firmemente en el borde, éste se puede deformar, curvándose los extremos hacia adentro del árbol o eje, tal como se ilustra en la Figura N°52 (B).

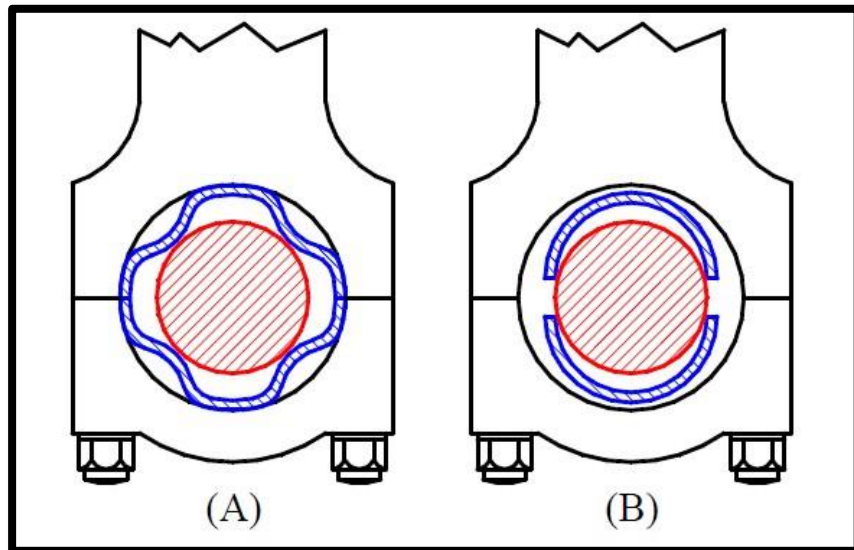


Figura N°52:
Efectos de una compresión del cojinete

Para evitar cualquier movimiento posible del cojinete en sus asientos, también es necesaria la compresión. Si se afloja el descanso puede oscilar en su asiento y desgastarse, además puede rayar y generar desgaste en los muñones del cigüeñal. Esto puede interferir con el control de aceite y la transferencia. Cualquier suciedad entre el inserto y su asiento tiene el mismo efecto.

Por otra parte, la cantidad de compresión no debe ser excesiva, sólo 0,025 a 0.050 mm, ya que si es más de 0,050 mm el inserto se deformará cuando se apriete la tapa o casquete, tal como se ilustra en la Figura N°52 (A).

Las principales fallas de los descansos son producto de la falta de lubricación, por esto se debe considerar la forma en que se distribuye el lubricante a los cojinetes. Según lo anterior, éstos deben tener las siguientes características para poder funcionar en forma óptima:

Ranuras para aceite: debe tener los medios para distribuir el lubricante, es necesario tener ranuras para aceite con el fin de asegurar que el

cojinete reciba la distribución adecuada de lubricante, tal como se ilustra en la Figura N°53.

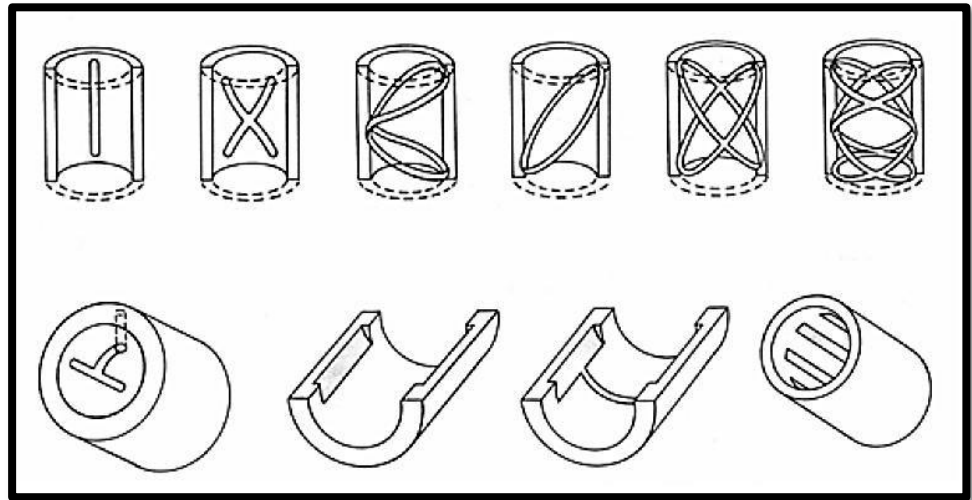


Figura N°53:
Diseño de ranuras para aceite en cojinetes lisos

Huelgo del descanso: este es muy importante para el descanso, depende de la carga, velocidad y tipo de lubricante. Si se deja muy poco huelgo, la carga y la velocidad de rotación del eje produce fricción, llevando a un recalentamiento y posterior falla del descanso. Demasiado huelgo permite que el lubricante se escape, produzca baja presión hidrostática en el sistema de lubricación, haciendo que las superficies rocen y se desgasten.

Compatibilidad de la superficie del cojinete: en la Figura N°54 se muestran los tres estados de lubricación, cada condición está determinada por la viscosidad del lubricante, velocidad de rotación del eje (ω) y la suavidad de las superficies concordantes.

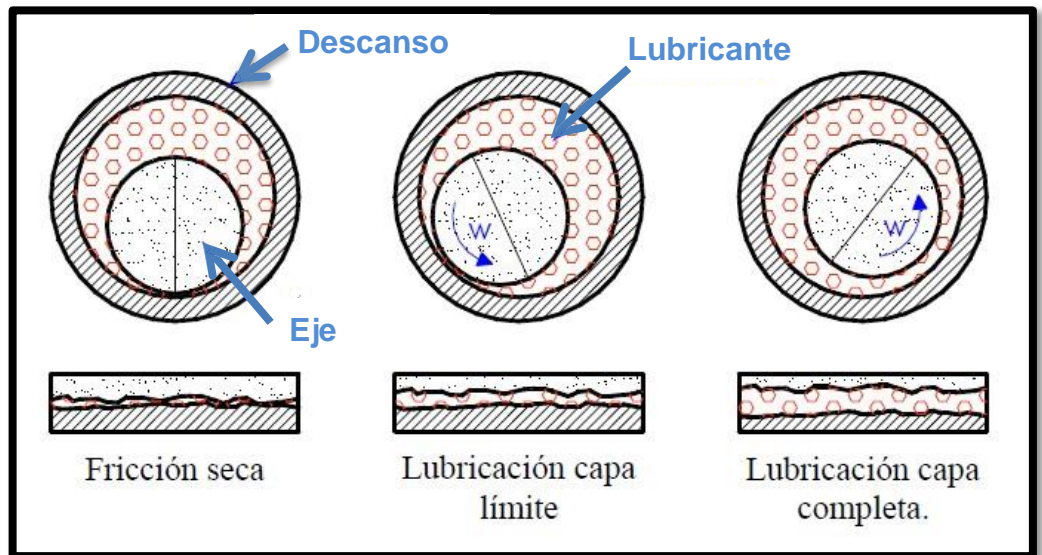


Figura N°54:
Estados de Lubricación

El contacto entre las superficies, en la etapa de fricción seca, es producido cuando no hay lubricante entre las superficies de contacto o por el uso de un lubricante de viscosidad liviana, el que no tiene la capacidad para sostener el eje. También se puede producir cuando las superficies son demasiado ásperas para ser separadas por el lubricante.

Las superficies separadas, en la etapa de capa límite, es el requisito mínimo de lubricación para evitar el contacto real de las superficies deslizantes. Esta condición existe y es aceptable con velocidades de rotación relativamente lentas, sin embargo, si aquí se usara un lubricante de viscosidad pesada y las velocidades del eje son muy rápidas, se generará calor excesivo debido a la fricción con el lubricante a alta temperatura.

Las superficies separadas por presión hidrodinámica, en la etapa de lubricación completa, es el estado ideal de lubricación. Las superficies de las piezas deslizantes, la velocidad de rotación y la viscosidad del lubricante son los que afectan la capacidad de lograr esta condición. Si

la superficie es demasiado lisa y la velocidad del eje muy lenta, la presión hidrodinámica no será suficiente para levantar el eje, lo que llevará a que las superficies pueden quedar en contacto o estar apenas separadas por la película de lubricante.

Los descansos seccionales son extremadamente precisos al ser despachados por el fabricante y deben manejarse con cuidado, usar siempre el tamaño exacto requerido e instalarlo sin alterar o ajustar. Al instalar descansos nuevos, ya sea de bielas o de bancada, se deberá tener en cuenta los siguientes puntos:

- A.** No desembalarlos, es decir, no sacarlos de sus respectivas cajas hasta el momento de ir a montarlos. Se evitarán posibles rayaduras, suciedad o deterioro.

- B.** Al desmontar las tapas de cabeza de biela y descanso de cigüeñal, comprobar si están numerados, si no es así se deben marcar con el número de cilindro correspondiente. Esto es muy importante, pues de alterar el orden en el montaje, los descansos nuevos trabajarán en posiciones forzadas que acelerarán el proceso de desgaste.

- C.** Si se observa, al desmontarlo, que el motor traía alterados los órdenes de colocación, por ejemplo: una tapa de biela número 2 en el número 1 y el aspecto del motor es de haber pasado mucho tiempo desde la última revisión en la que seguramente se erró en el montaje, se debe respetar el orden erróneo, es decir, montar tal como se encontraron las tapas, pero teniendo la precaución de marcar las tapas por orden de cilindro. Es necesario respetar el error porque ya las piezas se amoldaron y desgastaron en el lugar colocado.

D. Cuando se observe averiado un descanso de biela, es decir, rayado, agrietado o excesivamente gastado, no se podrá realizar el cambio inmediato; es preciso comprobar que los descansos adyacentes del cigüeñal estén en buenas condiciones pues puede ocurrir que estén excesivamente gastados, produciendo una no retención de aceite lo que lleva a una disminución de suministro de lubricante de biela, habiendo sido ésta la causa de la falla.

Se debe hacer notar que las causas de desgaste, así como sus respectivas soluciones, son muy similares tanto en los descansos de biela como en los de bancada, siendo prácticamente la única diferencia la ubicación de éstos.

4. MATERIALES Y PROPIEDADES DE LOS DESCANSOS

Se sabe que los materiales de relleno a usar deben responder a ciertas características, como fundir a temperaturas bajas, tener un coeficiente de rozamiento bajo, resistir bien a la fatiga, entre otras. Estas condiciones las reúnen algunos materiales, los cuales se emplean como metales básicos para aleación de descansos, estos son principalmente el estaño, cadmio, plomo, cobre, aluminio y zinc.

Al tener en cuenta el comportamiento en caliente, resulta un agrupamiento de las aleaciones más corrientes para metal de descanso, las que se pueden observar en la Tabla N°6.

Grupo Metal de Descanso	Disminución de la dureza al aumentar la temperatura		Dureza Brinell (HB) máx. kg/mm ²
	Rápida	Lenta	
Blando	Metal blanco a base de plomo Metal blanco a base de plomo-estaño Metal blanco a base de estaño	Bronce de plomo Aleaciones de aluminio	Menos de 35
Semiduro	Aleaciones de cadmio	Bronces de cobre y plomo Aleaciones de aluminio	35 – 50
Duro	Aleaciones de zinc	Bronces duros Aleaciones de aluminio blandas Fundición gris	Más de 50

Tabla N°6: Material para Metales

A continuación se detallan algunos tipos de metales para descanso de acuerdo a las características del material:

- a. Cojinetes de metal blanco o babbit:** el gran grupo de los metales blancos comprende aleaciones muy diferentes, en las cuales el estaño o el plomo forman la parte principal. Existen también composiciones intermedias con contenidos variables de estaño y plomo (Ver Tabla N°7).

Designación	Abreviatura		Composición Química (%)			
	DIN	Tabla de Aviación	Sn	Sb	Cu	Pb
Metal blanco 80F	WM 80 F	PA – 3	80	11	9	< 0,5
Metal blanco 80	WM 80	PA – 3	80	12	6	2
Metal blanco 20	WM 20		20	14,5	1,5	64
Metal blanco 10	WM 10	PA – 5	10	15,5	1	73,5
Metal blanco 5	WM 5	PA – 4	5	15,5	1	78,5

**Tabla N°7:
Composición química de metal blanco a base de estaño - plomo**

Los metales blancos se encuentran entre los más investigados de todos los metales para descansos, sin embargo, ya se han traspasado en la actualidad los límites de su capacidad de aplicación en los descansos principales de los motores modernos de combustión interna.

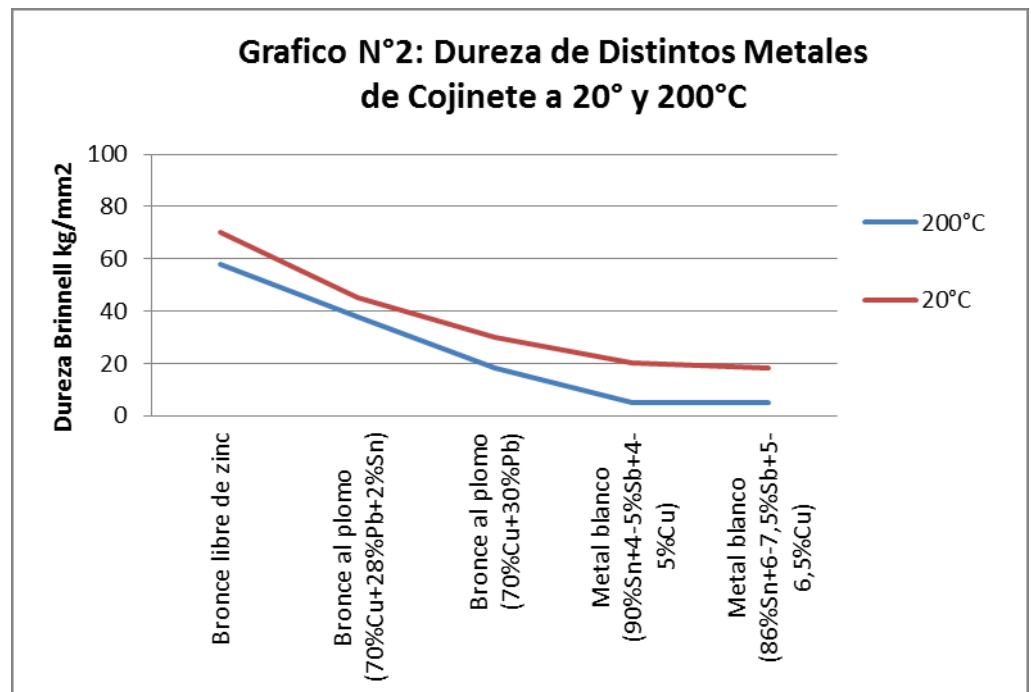
La cantidad de porcentaje de estaño, según se sabe por la experiencia, es decisiva para el comportamiento práctico del metal del descanso, el límite se alcanza por hacerse las aleaciones frágiles y quebradizas con elevados contenidos de antimonio y cobre.

Un contenido reducido de plomo no resulta perjudicial en este grupo de aleaciones mientras la temperatura del cojinete no exceda a 180°C durante el funcionamiento, con temperaturas más altas se forman cristalizaciones de plomo, antimonio y estaño, que lleva a un desgaste prematuro.

Con un contenido de más del 2% de plomo aumenta mucho la tendencia a la formación de grietas, por lo cual, especialmente con cargas percusivas, la destrucción puede ser rápida. Otras adiciones

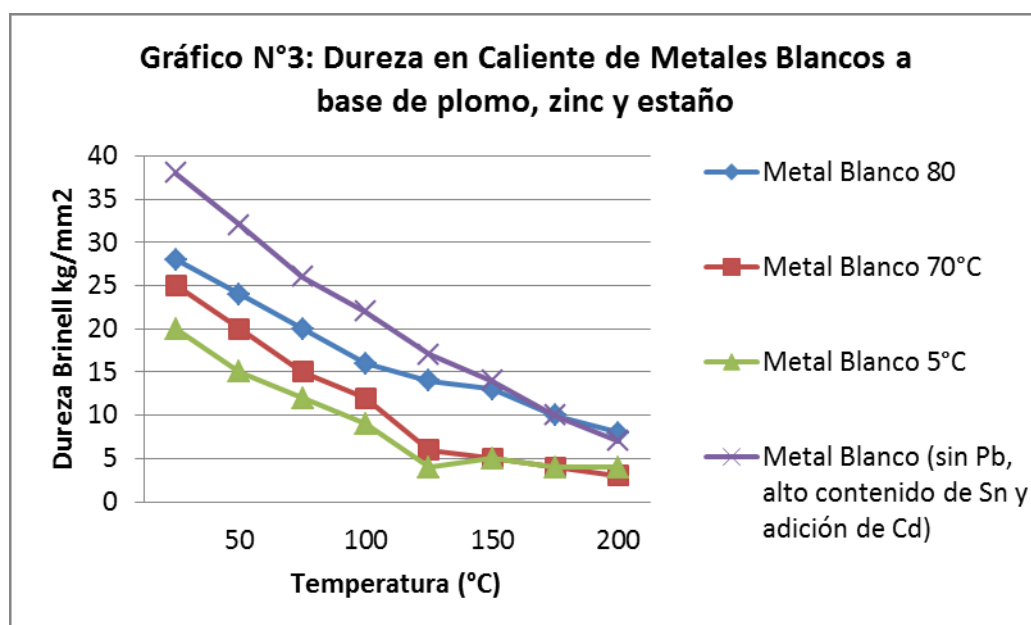
como el hierro, zinc, bismuto, entre otras, en cantidades muy reducidas resultan perjudiciales para la duración del descanso. Para mejorar la resistencia al desgaste, así como para aumentar la resistencia a los esfuerzos de percusión, también se han aleado los metales blancos a base de plomo con níquel, cadmio y arsénico. De entre todos los metales para descansos disponibles, son los metales blancos, principalmente los de elevado contenido de estaño, los que presentan las mejores propiedades de funcionamiento. Poseen la mejor capacidad para hacer el rodaje, aun cuando los ejes sean blandos, se dejan rascar con facilidad lo cual hace que la preparación del cojinete resulte fácil.

Cuando se emplean estos cojinetes, tiene importancia la conservación de un juego exacto en los mismos a fin de evitar un gran desgaste o averías producidas por fuertes esfuerzos de percusión, a los cuales es sensible el metal blanco.



Los descansos de metal blanco, a causa del rápido descenso de su dureza cuando aumenta la temperatura, no se deben hacer funcionar con temperaturas que excedan de 80°C (Véase Gráfico N°1), ya que la conductibilidad térmica de los metales blancos es muy baja.

En el gráfico N°3 se muestra la influencia de la composición del metal blanco sobre la dureza en frío y en caliente.



b. Los descansos de cadmio: otro grupo de metales blancos, se ha creado con el cadmio como metal de base. Comprende los tres grupos de aleación indicados en la Tabla N°8.

Aleación	Composición Química (%)				
	Cd	Cu	Mg	Ni	Ag
Cd 1	97,5	1,5	1,0	-	-
Cd 2	97,5	2,0	-	-	0,5
Cd 3	97	-	-	3,0	-

Tabla N°8:
Composición Química de Metal Blanco a base de Cadmio

El cadmio, por ser un subproducto de la obtención del zinc, solo se haya disponible en cantidades limitadas; del mismo modo que el estaño y el plomo puro, el cadmio puro posee también determinadas propiedades que lo hacen aplicable a los descansos, pero cuando las cargas son elevadas se debe hacer una aleación siendo suficiente para este metal adiciones muy reducidas.

Las aleaciones de cadmio poseen valiosas propiedades de los metales blancos a base de estaño, o sea, coeficientes bajos de rozamientos, buena capacidad para hacer el rodaje e insensibilidad ante las averías del engrase de los descansos; también son bastante insensibles a las presiones de los bordes y no atacan los ejes de ninguna manera. Se muestran superiores a los metales blancos a base de estaño, en lo que se refiere a su capacidad para admitir cargas, tanto sean permanentes o percusiva, además de poseer una mayor conductividad calorífica, resistencia a la tracción y resistencia a los esfuerzos de flexión alternativos.

Frente a los bronce al plomo las aleaciones de cadmio resultan inferiores en lo que se refiere a la capacidad de admitir cargas, especialmente cuando se trata de cargas percusivas, así como respecto a la resistencia al desgaste. En cambio el ataque de los ejes es mayor con los bronce al plomo, de modo que estos bronce exigen, por lo general, ejes endurecidos, mientras que las aleaciones de cadmio, del mismo modo que los metales blancos a base de estaño funcionan tan bien con ejes bonificados como sobre ejes fundidos.

En lo que se refiere al juego o huelgo del descanso ha de ser mayor en los que son fabricados a base de cadmio con respecto a los de metal blanco a base de estaño, pero será menor que los bronce al plomo.

- c. **Cojinetes de bronce al plomo:** para cargas elevadas, así como las de percusión, han adquirido importancia las aleaciones de cojinete a base de cobre o de aluminio. Al emplear el cobre como metal base, solo se ha logrado buenas propiedades de funcionamiento con la adición del plomo, formando así los distintos bronce, el plomo es prácticamente insoluble en el cobre y no se forman cristales mixtos en él, lo que es de importancia ya que no da lugar a ningún aumento de la dureza del cobre.

La dureza de los bronce al plomo depende mucho de la forma de la estructura, cuanto más fina sea la estructura más elevada será su dureza.

Los bronce al plomo blandos no se deben rascar puesto que se pueden arrancar con facilidad los cristales de plomo de la superficie, lo cual estropeará el comportamiento del cojinete al momento de realizar el rodaje. Los cojinetes al plomo exigen, en comparación con los metales blancos, un juego considerablemente mayor, ello para evitar daños en el cojinete.

En lo que se refiere a la capacidad de incrustación de cuerpos extraños en los bronce al plomo esta es reducida, por eso es importante el filtrado cuidadoso del aceite. Frente a los ataques corrosivos, los bronce al plomo son algo más sensibles que los otros metales blancos.

d. Descansos de Metales Ligeros: los materiales para cojinetes de metales ligeros se pueden hacer a base de aluminio o de magnesio. Los primeros muestran a temperaturas elevadas una disminución menor de su dureza que los últimos, el empleo de metales ligeros en los cojinetes muy cargados ofrece una serie de dificultades, tanto en la conformación como en la técnica de fabricación.

El aluminio y muchas de sus aleaciones tienen, por lo general, muy buenas propiedades de resbalamiento de modo que, en este sentido, resultan en parte ser superiores a todos los demás materiales para cojinetes. En el empleo de las aleaciones de aluminio se ha de tener en cuenta que son muy sensibles a las impurezas del lubricante, por lo tanto, más sensibles cuanto más dura sea la aleación en cuestión.

En lo que se refiere a los cojinetes a base de magnesio de alta calidad, la mayor dureza del magnesio es menor en comparación con la del aluminio, de modo que las aleaciones de magnesio solo se han acreditado a los cojinetes sometidos a poca carga. Para el empleo de estas aleaciones debe proveerse de una cuidadosa mecanización de las superficies rozantes, tanto del árbol como del cojinete, así como un buen engrase, con el fin de conseguir un funcionamiento libre de perturbaciones.

e. Descansos de Bronce: los bronce, a causa de su elevada resistencia mecánica y dureza, son capaces de soportar grandes cargas; sin embargo, en comparación con los metales blandos para cojinetes, su capacidad para formar el espejo de rodaje es reducida, lo cual es una de sus desventajas; la capacidad para cambiar de forma de estos metales es muy reducida, por lo cual son muy sensibles a las presiones

en los bordes. Pero a la vez, es muy ventajoso el reducido descenso de la dureza de éstos en comparación a los metales blandos, cuando aumenta la temperatura del cojinete (Ver Gráfico N°2).

El campo de aplicación de los cojinetes de bronce se reduce a velocidades lentas y a soportes muy cargados, en los cuales las elevadas presiones superficiales impiden la aplicación de metales más blandos, como los metales blanco, por razones de resistencia mecánica, así como a causa de su mayor facilidad de deformación (Ver Tabla N°9).

Designación	Composición (%)	Procedimiento de Fabricación	Dureza Brinell HB (kg/mm ²)
G Bz 14 (DIN 1705)	Sn (14; Pb (1); Sb (0,2); Fe (0,2); Cu y Zn (resto)	Fundición en arena centrifugada	90 – 125
G Bz 14 (DIN 1705)	Cu (90); Sn (10)	Fundición en arena centrifugada	90 – 110
Rg 5 (DIN 1705)	Cu (85); Sn (5); Pb (3) y Zn (7)	Fundición en arena Fundición centrifugada	60 – 85
Bronce Fosforoso	Sn (7 – 9); y Cu (resto)	Estampado	110 – 150
Bronce Especial (Kuprudur)	Ni (2); Si (0,7) y Cu (resto)	Estampado	160 – 210
Bronce al Aluminio	Fe (2); Al (10); Ni (1); Mn (2) y Cu (resto)	Estampado	140 – 170
Bronce Especial (Latón Especial)	Cu (58); Fe (0,5); Al (1,5); Mn (2,2); Si (0,5) y Zn (resto)	Estampado	140 – 170
Bronce Magnesio (Latón Especial)	Zn (40); Mn (2), Al (1); Ni (2) y Cu (resto)	Estampado	130 – 170

**Tabla N°9:
Composición de Bronces**

f. **Aleaciones de zinc para descanso:** los metales de cojinete de zinc están casi siempre aleados con aluminio y cobre, conteniendo además adiciones de magnesio y litio entre otras. Las aleaciones de zinc, pueden sustituir a las aleaciones de metal blanco pobres de estaño.

El desgaste de los metales de cojinete a base de zinc es algo más favorable que el de los metales blancos, por el contrario, el bronce fosforoso demuestra ser muy superior en este sentido, tal como se puede apreciar en la Tabla N°10.

DESIGNACIÓN	DESGASTE 10 ⁻³ mm
G Zn A1 Cu 1	18,5
Zn A1 4 Cu 1	13,0
G Zn A1 10 Cu 1	7,0
Zn A1 10 Cu 1	10,5
Bronce Fosforoso	0,5
WM 80 F	27,0
WM 10	34,0

Tabla N°10:
G = Fundido, Velocidad de Resbamiento = 0,1 m/seg.

Las propiedades de los metales de cojinetes a base de zinc, cuando el funcionamiento es anormal, son satisfactorias y es reducida su tendencia al agarrotamiento.

g. Descansos de Latón: las aleaciones de cobre y zinc, designadas como latones, se emplean en forma de latones especiales con adiciones de hierro, níquel, manganeso, estaño, aluminio y silicio, para soportes moderadamente cargados o poco cargados (Ver Tabla N°10). La tendencia del agarrotamiento de los latones es bastante elevada, lo que limita las presiones aplicables en los cojinetes de esta clase.

h. Los descansos de fundición: el hierro fundido es un material para cojinetes ampliamente usado cuando las condiciones de servicio no son

muy severas. Los ejes deben tener una dureza Brinell en el intervalo de 150 a 250 kg/mm² y deben tener un acabado tenso. Parte del buen desempeño del hierro fundido se atribuye usualmente a las inclusiones de grafito que están normalmente presentes, sin embargo, la alineación entre el eje y el cojinete debe ser buena. El hierro fundido funciona bien con el bronce fosforizado.

*i. **Los metales de polvos sinterizados***: las aleaciones sinterizadas a base de polvos de hierro o de cobre son adecuadas para cojinetes de toda clase que no sufran carga de percusión, pero esencialmente para la fabricación de cojinetes que no puedan o deban ser engrasados durante su funcionamiento. Estos materiales obtenidos por la sinterización de polvos metálicos son porosos y se impregnan de aceite después de terminar su fabricación y antes del montaje del cojinete. Se emplean ventajosamente donde el engrase resulta dificultoso, como en bombas para elevación de fluidos.

*j. **Los descansos de material sintético***: en la actualidad los cojinetes a base de resina artificiales se emplean en la construcción de motores por sus propiedades especiales en todos los accionamientos auxiliares y se utilizarán seguramente para determinados cojinetes del motor. No son adecuados para soportes muy cargados.

Para el cojinete ordinario se emplean principalmente las resinas de Fenol y Cresol reforzadas con recortes textiles y tejidos que forman su armadura. Para esfuerzos más elevados se han de emplear en forma de cojinetes prensados listos para el montaje. La temperatura del cojinete en funcionamiento permanente no ha de exceder de 80° a 90°C, la temperatura del cojinete se ha de mantener baja con una

mecanización precisa, buena disipación de calor, engrase abundante y en caso necesario con una buena refrigeración.

Los cojinetes de resinas artificiales prensados son muy sensibles a las presiones en los bordes, por ello se han de emplear cojinetes cortos y muñones robustos. Para impedir el funcionamiento en caliente, las longitudes de cojinetes han de estar comprendidas entre 0,7 y 1 vez el diámetro como máximo. El eje debe ser lo más duro posible, o sea, que ha de poseer un endurecimiento superficial, debe estar libre de rayas y cuidadosamente rectificado y pulido. En ningún caso la dureza de los ejes será inferior a 200 kg/mm² Brinell.

El tiempo de rodaje de los cojinetes de resinas artificiales es bastante prolongado, la carga debe irse incrementando gradualmente durante el rodaje, lo que lleva a tener que observar la temperatura durante la operación.

A causa de la buena adherencia de la película de aceite y la elevada capacidad de retención del mismo que presentan las superficies de estos cojinetes, se obtienen buenas propiedades de funcionamiento. Valiosa es la gran insensibilidad de los cojinetes de resinas artificiales ante las impurezas introducidas en ellos por el lubricante. El polvo, las pequeñas virutas, entre otros, se incrustan en la resina no provocando daños para el soporte, especialmente cuando se usan ejes endurecidos.

Al contrario de lo que sucede con los cojinetes metálicos, los de resinas artificiales muestran, al principio, un gran desgaste de rodaje; pero cuando este período termina el desgaste tiende a reducirse.

En lo que se refiere a las propiedades que se deben exigir a los materiales de los cojinetes, se puede mencionar lo siguiente:

- i. Una resistencia elevada a la deformación. El límite de aplastamiento ha de estar situado a una altura tal que, con los esfuerzos de funcionamiento, exista una cierta seguridad de que no aparecerán deformaciones permanentes.
- ii. Una buena capacidad para absorber las variaciones de forma, elevada tenacidad y capacidad para dejar que se incrusten en su masa las partículas extrañas.
- iii. Apreciables propiedades dinámicas y estáticas de resistencia mecánica y también a la temperatura de funcionamiento, desempeñando entre ellas un papel importante la dureza y el valor de la resistencia a los esfuerzos alternativos de flexión.
- iv. Resistencia a la corrosión frente a los jabones existentes en el aceite de engrase y a los ácidos del mismo, así como respecto al agua y a los combustibles.
- v. Elevada capacidad de resistencia del aceite, o sea, que deben dejarse mojar con toda facilidad por el aceite.
- vi. Buenas propiedades en funcionamiento normal y en circunstancias anormales.
- vii. Facilidad de formación del espejo en la superficie rozante y buena capacidad para hacer rodaje.

- viii. Buena capacidad para conducir el calor y una dilatación calorífica que no sea demasiado elevada
- ix. Rozamiento reducido.
- x. Facilidad de mecanización
- xi. Una buena unión con el material del cojinete de apoyo en los metales que se colocan por procedimiento de colada.

La capacidad de un metal de cojinete para el rodaje está caracterizada por su comportamiento durante los primeros tiempos de funcionamiento, si el aumento de la temperatura con carga y velocidad periférica constantes resulta ser gradual y sin hacer saltos ni presentar irregularidades y si la curva de la temperatura, al cabo de corto tiempo sigue paralela al eje de los tiempos, se podrá hablar de una buena capacidad para admitir el rodaje.

Si se hacen funcionar soportes de iguales dimensiones con igual mecanización en idénticas condiciones de funcionamiento, esto es, con el mismo número de revoluciones, la misma carga y el mismo engrase, se producirán elevaciones de temperatura en los cojinetes cuyo valor dependerá únicamente del emparejamiento de los materiales, o sea, de los materiales del cojinete y del árbol, cuando menor sea esta temperatura, tanto más adecuado será el emparejamiento realizado y tanto mayor será la duración que se podrá esperar del cojinete.

También el desgaste del cojinete y el muñón del árbol dependen del emparejamiento de los materiales, sin embargo, aún no existen resultados de ensayos comparables y seguros realizados en este sentido.

En la práctica siempre se ha demostrado que en la estructura de los materiales de cojinetes, junto a los componentes más duros de la misma, que deben presentar propiedades mecánicas suficientes, ha de haber también partes más blandas, que son la base para la formación del espejo y de las propiedades adecuadas para el funcionamiento normal. Esto sucede especialmente con los materiales de cojinetes más blandos, en los cuales es grande la diferencia de dureza respecto del eje. En los materiales duros de cojinete, en lo que la relación de durezas se acerca a la unidad, pierde significación el carácter heterogéneo de la forma de la estructura, puesto que aquí no se llegan a presentar fenómenos de rodaje propiamente dichos.

También la capacidad de retener el aceite es una consecuencia de la heterogeneidad de los materiales para cojinetes, no se ha de atribuir tan solo a un determinado componente de la estructura, sino a la acción conjunta de todos ellos. Así, cuanto más fino sea el grano y la estructura, mayor será esta capacidad.

Del mismo modo que en el material para cojinetes, también tiene importancia la forma de la estructura en los muñones ya sea de biela como de bancada. Por ejemplo: en los muñones endurecidos, la presencia de una estructura Martensítica o no, es de significación primordial ya que está directamente relacionada con el proceso de fabricación de dichos muñones. Si éstos fueron enfriados en forma brusca o no, esto indica que no es suficiente obtener una adecuada dureza superficial para lograr las propiedades deseables en el resbamiento, sino también su estructura interna.

Una de las condiciones necesarias para que un cojinete funcione de manera adecuada es que exista una diferencia amplia entre la dureza del metal de cojinete y el material del eje.

CAPITULO IV

AVERIAS DEL CIGÜEÑAL

El cigüeñal es una pieza difícil de conseguir y es, por lo tanto, fácil que se presente algún defecto de material o de fabricación, una inclusión, unas fibras cortadas, un ángulo vivo. Todo ello puede ser un inicio de avería a causa de la dureza y complejidad del tipo de trabajo.

Es aquí donde se puede diferenciar claramente la clase de problemas que aparecen en los motores pequeños y rápidos de los que corresponde a los grandes y lentos, ya que en los rápidos la falta de rigidez del bloque o de perfección del asiento y línea de los cojinetes es la causa más frecuente de problemas, si olvidamos la falta de aceite que es más bien un descuido. En los motores lentos, la falta de rigidez de los asientos o bancadas (ocurre frecuentemente en embarcaciones pequeñas), el desigual desgaste de los cojinetes y sobre todo la dificultad de fabricación de piezas tan complicadas y grandes permite que alguna inclusión o falta de homogeneidad produzca un inicio de grieta que se extiende y acaba con la vida de la pieza.

Las averías producidas en el eje cigüeñal se deben principalmente a:

1. MALA ALINEACION (DEFLEXIÓN)

Aunque se haya elegido el material más apropiado para la construcción del cigüeñal, su naturaleza no permite que el conjunto tenga una rigidez notable. Estadísticamente se sabe que alrededor del 90% de las roturas de cigüeñales de motores marinos son causadas por el desgaste en la parte inferior de uno

de los descansos. Este desgaste pasa fácilmente inadvertido si no se efectúan periódicamente controles de deflexión.

Cojinetes más altos o más bajos que los demás, la línea de eje de un buque o el alternador del grupo electrógeno, etc., hacen que el eje de giro del cigüeñal cambie hacia arriba y hacia abajo al ponerse en marcha el motor, produciendo flexiones que originan una fatiga que termina en rotura. Las fracturas por mala alineación se producen generalmente en las zonas de concentración de esfuerzos, es decir, en los muñones cerca de las manivelas.

Es muy posible que estas roturas sean producidas por una marcha prolongada del motor con flexiones excesivas o por desalineación de los cojinetes de apoyo, por lo tanto, se ha de conseguir que el eje geométrico de giro del cigüeñal sea una línea recta, que los cojinetes de apoyo estén situados a la misma altura, para comprobar esto se utilizan los valores que entrega el flexímetro. Mediante el uso de este instrumento puede efectuarse un control rápido y de óptimos resultados sin el desmontaje previo de los cojinetes de bancada. El peso de embolo y de la biela favorece el buen control de la deflexión, pues estos producen mayor flexión del cigüeñal.

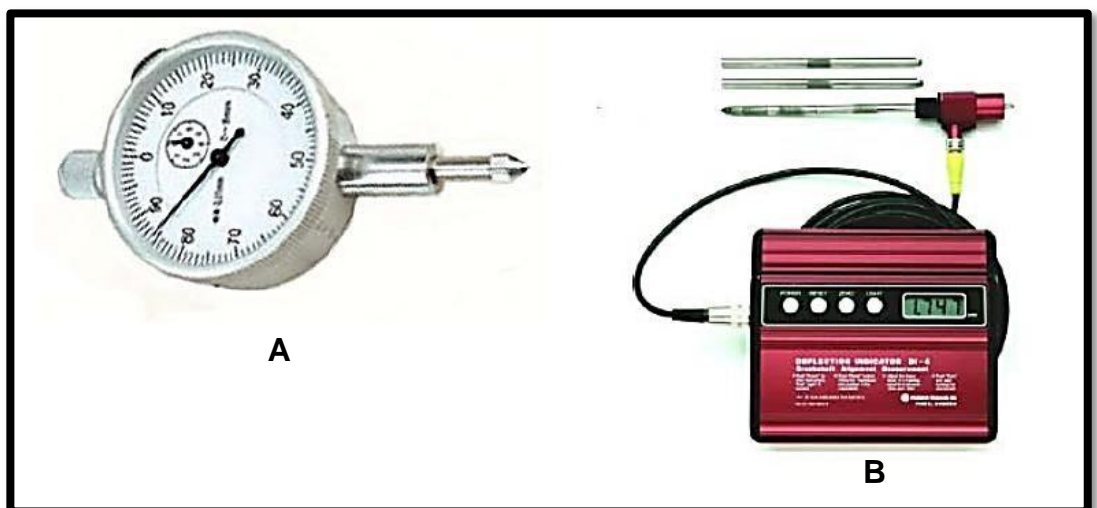
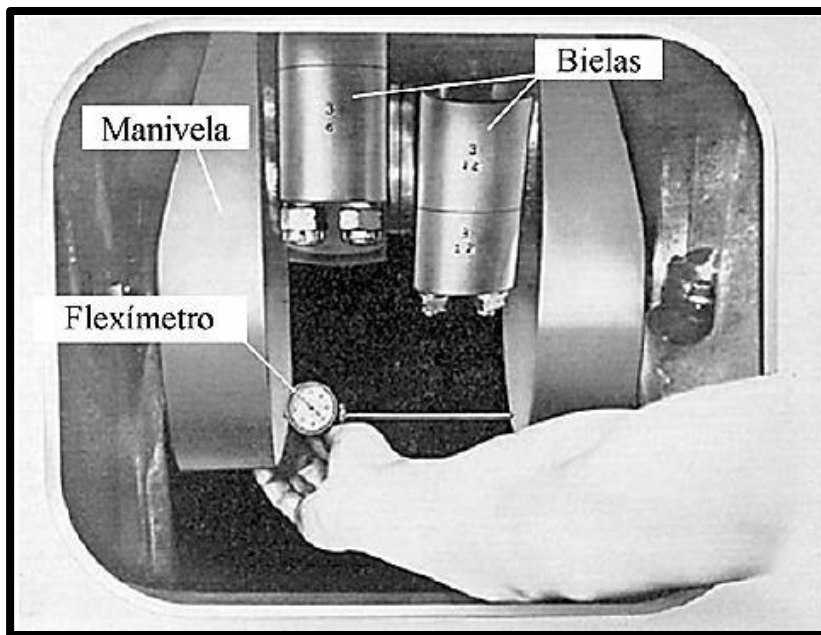


Figura N°55:
Flexímetro Análogo (A) y Flexímetro Digital (B)

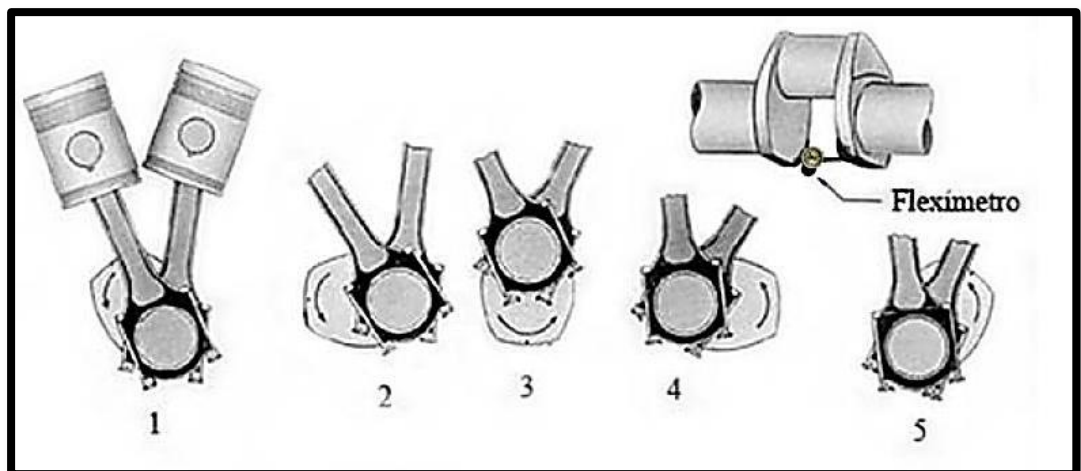
El flexímetro es un aparato comprobador con un reloj micrométrico con el cual se pueden medir la abertura o cierre de las manivelas, traducido en flexión. Si el uso de este instrumento constituye una ventaja apreciable en el montaje de motores nuevos, lo es también en las reparaciones de motores usados donde resulta de imprescindible necesidad.

Los flexímetros más corrientes están formados por un reloj micrométrico tal como se aprecia en la Figura N°55 (A), el cual tiene una distancia de medida de 98 a 258 mm, menor y mayor respectivamente, dependiendo de las extensiones y distancia entre manivelas, una amplitud o rango de medida de 8 mm y escala de graduación de 0,01 mm. El caso de la Figura N°55 (B) muestra un flexímetro digital de mayor precisión, el cual tiene una distancia de medida de 89 a 565 mm, también menor y mayor respectivamente, rango de medida de 2 mm y resolución de 0,001 mm.

Como las flexiones con las que se trabaja son causadas por una desnivelación de la parte inferior de los descansos del eje cigüeñal, este aparato sirve para determinar qué descansos están fuera de nivel y así efectuar alineaciones correctas. Para este efecto, se coloca el flexímetro entre las manivelas del cigüeñal (Figura N°56) y para conocer la alteración de la medida entre ellas (abertura o cierre de las manivelas) durante una vuelta de cigüeñal, se efectúa un control en las posiciones superior, inferior y horizontal, tal como se aprecia en el cigüeñal de la Figura N°57.



**Figura N°56:
Instalación de Flexímetro**

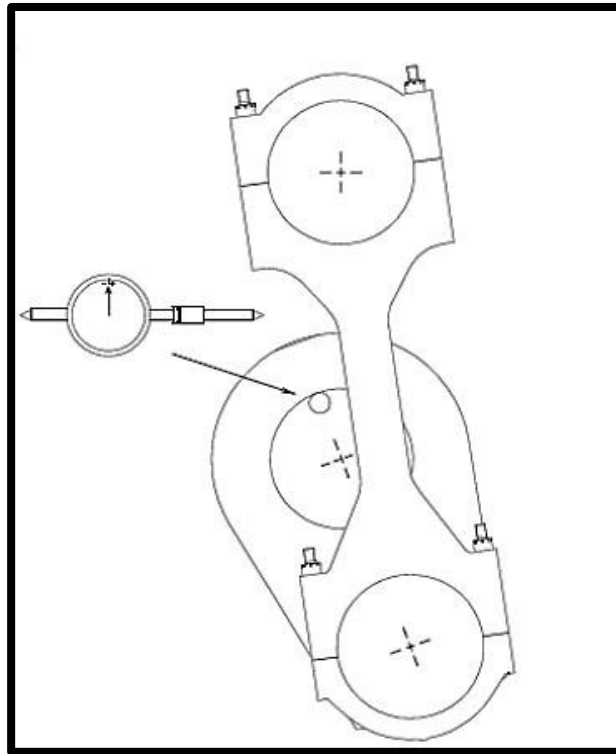


**Figura N°57:
Posición Flexímetro en Cigüeñal de motor en "V"**

Una vez colocado el instrumento de medición, el que irá en forma paralela al muñón de biela, este debe ser graduado en cero o sencillamente establecer un valor como cero relativo; el flexímetro no debe ser movido hasta que se hayan concluido las anotaciones correspondientes a los diferentes puntos de medición.

No es absolutamente necesario que el flexímetro lleve en su esfera los signos más (+) y menos (-). Si el instrumento carece de estos signos, se puede incurrir fácilmente en errores de lectura, por lo cual el individuo que efectúe

dichas mediciones deberá saber interpretar las lecturas y anotarlas correctamente.



**Figura N°58:
Ubicación de muesca para instalación Flexímetro**

En la Figura N°58 se muestra una de las muescas (hechas de fábrica) utilizadas para fijar el flexímetro en la posición a medir. El control se efectúa cilindro por cilindro a fin de obtener el conjunto de posibles flexiones, luego se conocerá fácilmente que descansos están bajos o altos y se podrá resolver la alineación, ya sea levantando o bajando uno de los descansos.

Las flexiones obtenidas serán en dirección vertical y horizontal, enfocándose principalmente en la primera de éstas, ya que por lo general es la que presenta mayores alteraciones debido al efecto de los esfuerzos generados por las presiones de combustión y las masas en movimiento.

En la Tabla N°11 se presenta un ejemplo de formato típico de cálculo de deflexión, el cual es proporcionado por el fabricante de un motor auxiliar de 6 cilindros con disposición en línea, marca HYUNDAI MAN B&W modelo 6L23 /

30H, al cual se le debe tomar deflexión cada 6000 horas, según lo recomienda el fabricante, principalmente a modo de prevención. Este motor proporciona una potencia de 1225 BHP a 900 rpm, como se indica en la parte superior de la tabla. También en esta parte se indican datos como fecha de la última toma de deflexión y cantidad de horas transcurridas, horas de servicio al momento de realizar la operación, temperatura del cárter y algunas condiciones de estabilidad como calados de proa y popa.

Luego se muestran 6 puntos, los que indican el procedimiento a seguir para efectuar un cálculo de deflexión y dos figuras que sirven de orientación para dicha operación. Se debe indicar que los formatos pueden mencionar la posición del flexímetro o posición del muñón, esto no siendo de importancia, ya que el resultado será el mismo.

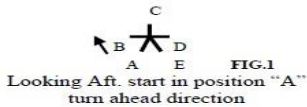
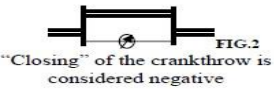
CRANKSHAFT DEFLECTION							
MV/MT:	MAPOCHO		ENGINE PARTICULARS:				
Port:	AT SEA		Main:		Aux:	X	Nº: BA0759-3
Date:	04/2004		Maker:	HYUNDAI MAN B&W			
Date of last deflection:	11/2003		Type:	6L23/30H			
Hrs. since last deflection:	3774		BHP:	1225	RPM:	900	
Engine service hours:	14434		Crankcase Temperature:			45 ° C	
Draft:		Fwd:	7.3	Aft:	8.55	Trim:	1.25
<ol style="list-style-type: none"> 1. The crankshaft alignment should always be checked under similar condition of temperature and never when engine is hot. It is recommendable to check it once the engine had been stopped and cooled for 4 hours. 2. Start with crank at B.D.C. 3. Move crank to position "A" and fit gauge between webs, setting dial to zero. 4. Continue turning engine in direction shown (ahead direction) and gauge at position "B", "C", "D" and "E" of crankpin, without stopping movement of crankshaft (See Fig. 1). 5. Opening of webs to be recorded as (+) / closing to be recorded as (-). (See Fig. 2). 6. All reading in 1/100 mm. 							
							
Crack Position		Crack Web Number					
		1	2	3	4	5	6
Near the Botton	A	0	0	0	0	0	0
Horizontal	B	-0,5	0	0	-0,5	-0,5	-1,5
Top	C	-1,5	0	-1	-1	1	3
Horizontal	D	-0,5	0	0	-0,5	0,5	1
Near the Botton	E	0	1	0	-0,5	1	0
Botton	$X = \frac{1}{2} (A + E)$	0	0,5	0	-0,25	0,5	0
Vertical Misalignment							
Top - Botton	$V = C - X$	-1,5	-0,5	-1	-0,75	0,5	3
Horizontal Misalignment							
H (Bb) - H (Stb)	$H = B - D$	0	0	0	0	-1	-2,5
RECOMMENDED DEFLECTION LIMIT (Given by maker):						+/- 5/100 mm	
Normally obtained from new or recently overhauled engine:						+/- 3 to 5/100 mm	
Realignment recommended:						+/- 8/100 mm	
Absolute maximun permissible:						+/- 8/100 mm	

Tabla N°11:
Deflexión Eje Cigüeñal

Los procedimientos o pasos a seguir indicados por el fabricante serán:

- a. El cigüeñal siempre debe ser chequeado bajo condiciones similares de temperatura y nunca con el motor en caliente. Recomendándose chequear el alineamiento después de 4 horas de haber dejado fuera de servicio el motor.
- b. El inicio será con el muñón de biela en el punto muerto inferior (BDC).
- c. El muñón se moverá a la posición "A" y se fijará el flexímetro entre las manivelas, estableciendo el cero en el dial.
- d. Luego se continuará girando (virando) el motor en la dirección mostrada (avante o sentido normal de operación) y se tomarán los valores del flexímetro en los puntos "B", "C", "D" y "E" del muñón de biela, sin dejar de girar el cigüeñal (Ver Figura 1 de la Tabla N°9).
- e. La abertura de las manivelas se registrarán con el signo más (+) y el cierre de éstas con el signo menos (-), tal como se indica en la Figura 2 de la Tabla N°11 o tal como se ve en la Figura N°59.

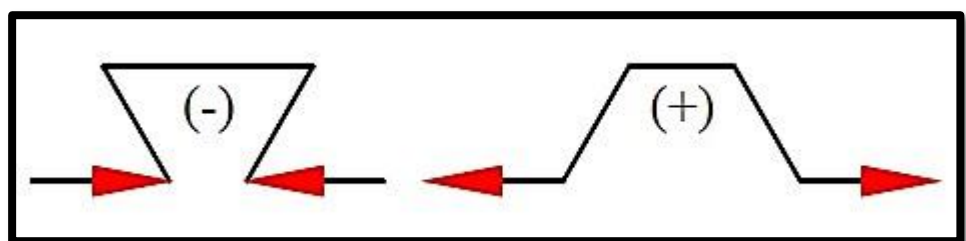


Figura N°59:
Regla General para sentido de signos

Una vez establecidos los pasos a seguir se hace girar el cigüeñal y se anotan las lecturas en el cuadro general, tal como se indica en la Tabla N°11, punto a punto y cilindro por cilindro.

El cálculo de desalineamiento ya sea vertical u horizontal se obtendrá en forma directa realizando la diferencia de las lecturas superiores e inferiores (Top – Botton), y horizontales babor y estribor (Port – Starboard), que para los valores dados en el ejemplo el máximo desalineamiento vertical se obtuvo en el cilindro 6 con 3/100 de mm y el máximo desalineamiento horizontal también se produjo en el cilindro 6 con $-2,5/100$ de mm.

Una vez obtenidos los resultados de desalineamiento se podrá trazar la forma del cigüeñal tal como se ha instalado, o sea, el gráfico de nivelación de apoyos vertical y horizontal (Figura N°60), para esto se tomará como punto de partida un apoyo más o menos central. Por ejemplo: el apoyo II se supondrá que su muñón está perfectamente horizontal.

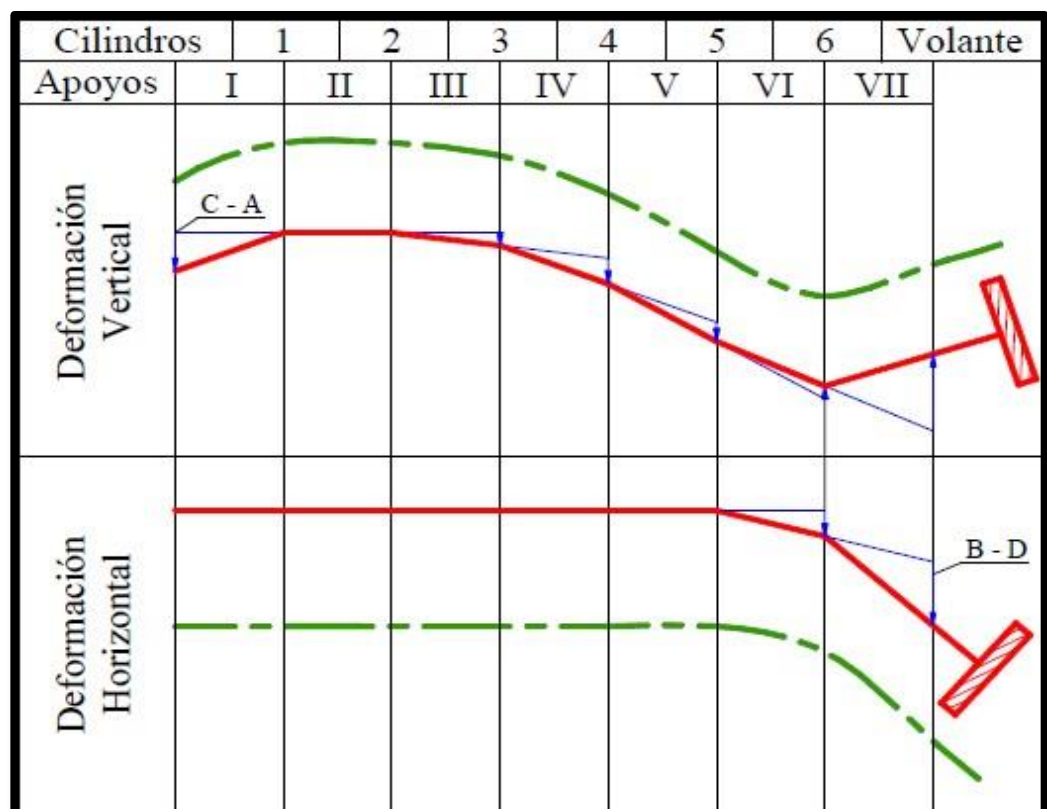


Figura N°60:
Gráfico de nivelación de apoyos de cigüeñal

Si entre I y II, es decir, entre el muñón de la biela del cilindro 1 el flexímetro indica una curvatura hacia abajo de 1,5/100 mm, quiere decir que las dos manivelas I y II se han cerrado. Lo propio se hará con el muñón III, pues el flexímetro señala una deformación de 0,5/100 mm cerrando. De igual forma se procede con los restantes muñones, teniendo presente que cuando las manivelas se abran se tendrá que tomar las unidades del gráfico hacia arriba. Para el caso de la deformación horizontal se procede de la misma forma, así entonces se logra establecer el gráfico de nivelación de apoyos. La curva segmentada representa la tendencia de deformación.

Tal y como se ve en la parte inferior de la Tabla N°11, por lo general los fabricantes proporcionan valores límites de deflexión, al ser estos comparados con los resultados obtenidos se tiene que están todos dentro de lo normal permitido, no siendo necesario realizar alineamiento.

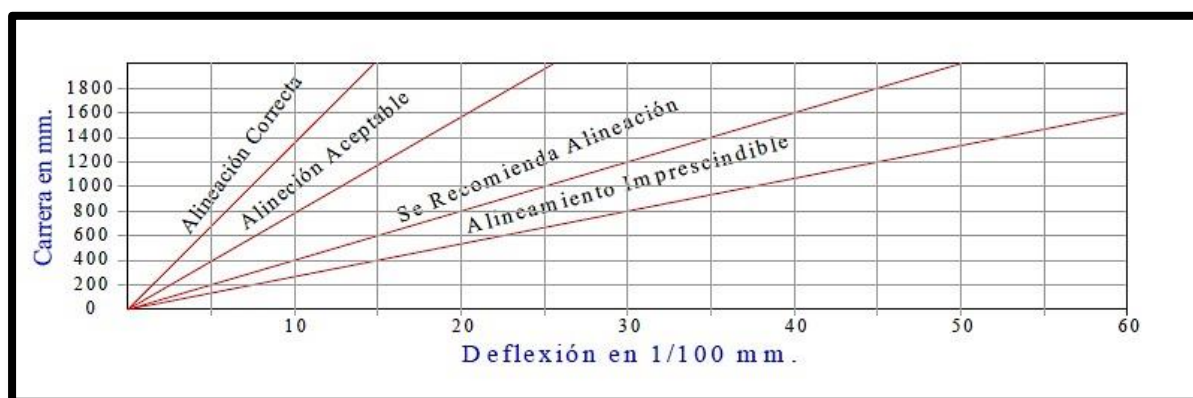


Figura N°61:
Gráfico de tolerancias de ajuste, de acuerdo a lecturas de flexímetro y carrera en mm.

También, en función de los valores obtenidos con el flexímetro, se puede determinar si la fatiga del cigüeñal es admisible. En la Figura N°61 se señalan los valores de las flexiones en función de la carrera del motor, así, dependiendo de estos valores se podrá indicar si la alineación es correcta.

Si se encontrase en una sección de cigüeñal una flexión considerable y se desea determinar cuál de los descansos de bancada la produce, ya sea de proa o popa, deberá controlarse en ellos la altura del cigüeñal con respecto a la bancada del motor. Para este fin se utiliza un instrumento denominado “**Puente Gauge**”, el que posee un tornillo micrométrico (Profundímetro) el cual es fijado a la bancada tal como se aprecia en la Figura N°62. En caso de existir dudas, estas pueden ser aclaradas por medio de mediciones efectuadas con “**Feeler**” entre el muñón y el cojinete superior.

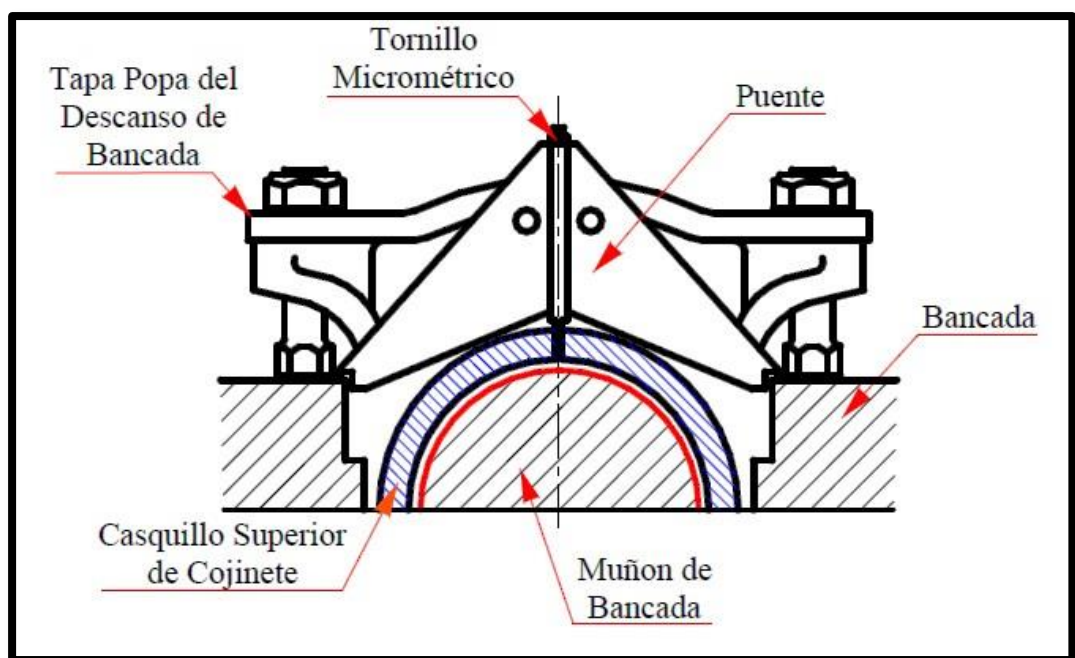


Figura N°62:
Puente Gauge e Instalación

En un montaje nuevo o después de una rectificación por alineamiento, conviene efectuar mediciones (caídas), registrándose estas en el historial del motor, de manera que al encontrarse en una revisión posterior, se pueda comprobar con exactitud en cual descanso de bancada se ha producido el desalineamiento y cuanto vario el mismo.

Generalmente se tiene más dificultad con el descanso que está entre el volante y la primera sección del cigüeñal, existiendo en esta zona un desalineamiento seguro producto del peso considerable del volante. Un

desgaste notable en la parte inferior de este descanso se puede observar en el volante, pues en éste se producen vibraciones bruscas en cada combustión del cilindro más próximo. De seguir en funcionamiento con un defecto tan grave como éste, la rotura del cigüeñal será cuestión de muy poco tiempo, por muy bueno y apto que sea el material del mismo.

En los motores rápidos, el cálculo o toma de deflexión se reserva para estudios de laboratorio ya que para el taller de reparaciones se han buscado soluciones más sencillas y económicas. Por otra parte, son pocos los flexímetros del mercado lo suficientemente pequeños para alojarse entre las manivelas de un motor de menos de 45 bhp. En estos casos se garantiza que la línea de apoyos sea totalmente recta, trabajando todos los alojamientos en una sola estacada y con un eje porta-herramientas único y muy rígido. Luego se hace una sencilla comparación de que el cigüeñal también mantiene (después de rectificar sus muñones) la línea recta, haciendo lo que se llama la **“prueba del salto”**, que consiste sencillamente en apoyar el cigüeñal en dos cuñas por sus muñones extremos y comprobar por medio de un micrómetro o reloj comparador corriente, la flexión natural que toma el cigüeñal. Si no sobrepasa los valores que da el fabricante el cigüeñal puede montarse, si no fuese así, debería ser rectificado de nuevo y utilizar juegos de cojinetes que sirvan como recambio.

2. CORROSION

Una de las causas más insidiosas en la reducción de resistencia por fatiga es la corrosión. Para los cigüeñales pertenecientes a motores marinos esto puede y ocurre generalmente a través de la excesiva acidez en el aceite lubricante. Esto es a menudo el resultado de los residuos de la combustión

que entran al cárter y que provienen de los cilindros, especialmente en el caso de motores con cárter húmedo, ya que los motores con cárter seco o de cruceta, poseen prensas que actúan a modo de diafragma o sello, tal como se vio en el Capítulo II, Sección 4.



Figura N°63:
Corrosión en muñón de cigüeñal

Como ya se mencionó, si los residuos de la combustión entran en contacto con agua, ya sea dulce o salada del sistema de enfriamiento, puede dar origen a residuos sulfúricos los que al estar en contacto con los componentes metálicos del motor, en especial el cigüeñal, pueden ser corroídos severa y rápidamente, con consecuencias y efectos que no serán de beneficio para la resistencia del elemento en estudio.

En la Figura N°63 se puede ver la sección de un cigüeñal que fue altamente afectado por la corrosión sulfúrica. Esta se presenta en forma de picaduras (pitting), las que al ser observadas por un lente microscópico no son otra cosa que grietas, por lo tanto, deben ser tratadas como tal.

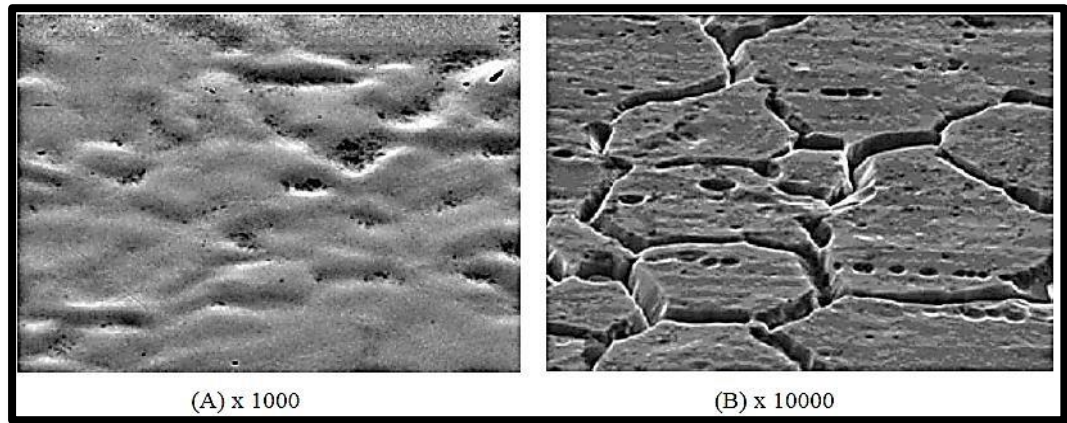


Figura N°64:
Corrosión Sulfúrica en muñón aumentada en 1000 (A) y 10000 (B)

En la Figura N°64 se puede ver los efectos de la corrosión sulfúrica en la sección de cigüeñal mostrada en la Figura N°63, pero observada con un lente microscópico, el cual amplía 1000 y 10000 veces el tamaño normal, dejando ver las grietas que se originan.

Algunos años atrás cuando no se tenían el beneficio de una prensa o sello entre el cárter y la cámara de barrido, el tipo de daño mostrado en el la Figura N°63 era común, esto debido a que los motores tenían pistones enfriados por agua, por lo cual se aceptada que la corrosión era debido a contaminación sulfurosa del lubricante en la presencia de pérdida de agua desde el sistema de enfriamiento.

Hoy en día ocasionalmente se ven daños similares, esto debido a los diversos avances que se han producido por parte de los fabricantes de aceites lubricantes, los cuales añaden sustancias y químicos que neutralizan los efectos de la corrosión sulfúrica, o sea, ya no se está preocupado tan solo de la lubricación, sino también de los efectos de la corrosión.

Por otra parte, uno de los primeros indicios de que se pueda producir corrosión sulfúrica es la contaminación del lubricante, ya sea por los residuos sulfúricos o por agua. Es por ello que los mismos fabricantes proporcionan a

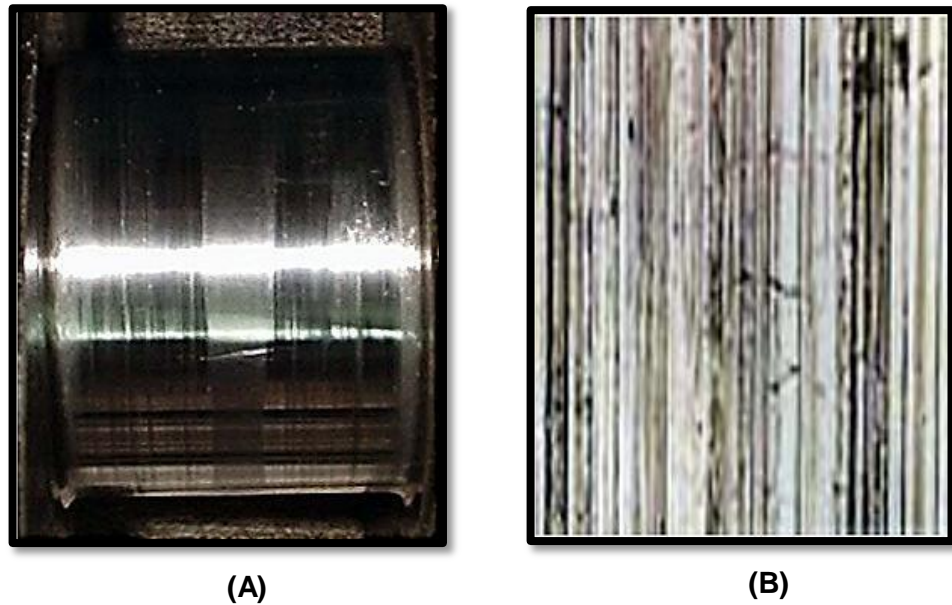
las naves de verdaderos laboratorios portátiles, los cuales son utilizados para realizar análisis periódicos del lubricante en uso, pudiéndose determinar con anticipación si existen alteraciones en éste.

Principalmente el foco de atención a la hora de realizar dicho análisis son las variaciones de porcentaje de agua ($\pm\%H_2O$), densidad, viscosidad y reserva de alcalinidad (TBN, Total Basic Number), siendo esta última una de las más importantes a la hora de prevenir la corrosión, pues este índice indica en qué condiciones están las reservas encargadas de neutralizar los residuos ácidos que pudiesen entrar en contacto con el lubricante.

3. RAYADURAS

Estas se originan principalmente cuando el cigüeñal está expuesto a altas temperaturas, o sea, es sobrecalentado, por lo cual el tratamiento térmico a que fue sometido en su fabricación y todos sus beneficios es total o parcialmente destruido, lo que implicará reparar o reemplazar si el daño es mayor.

En la Figura N°65 (A) se puede ver una sección del cigüeñal (muñón de bancada), el cual fue expuesto a una alta temperatura por un período breve de tiempo, lo suficiente como para alcanzar a perder la película de lubricante, generándose así el contacto metal – metal entre el cojinete y la superficie del muñón. Las consecuencias son las visibles rayas, las cuales se pueden ver ampliadas 200 veces su tamaño normal en la Figura 65 (B).



(A) **Figura N°65:**
Rayas en sección de cigüeñal (A) y ampliación de las mismas 200
veces (B)

Si el cigüeñal está rayado en forma superficial y admite reparación, se puede rectificar levemente usando una piedra de aceite y tomando ciertas medidas de precaución durante el procedimiento, las que deben seguirse al pie de la letra para evitar perjuicios al cigüeñal. Es aconsejable que todos los conductos en el muñón y los que se comunican con éste, los cojinetes de bancada y el muñón adyacente, queden tapados durante la reparación, se debe usar tapones de madera, que evitan el ingreso de partículas metálicas o de esmeril a los conductos. Las partículas de metal y de material raspante no pueden, por ningún motivo caer en el suministro de aceite lubricante o en el cárter, ya que de ser así se producirán daños irreparables para todos los componentes animados del motor que sean lubricados con dicho aceite contaminado.

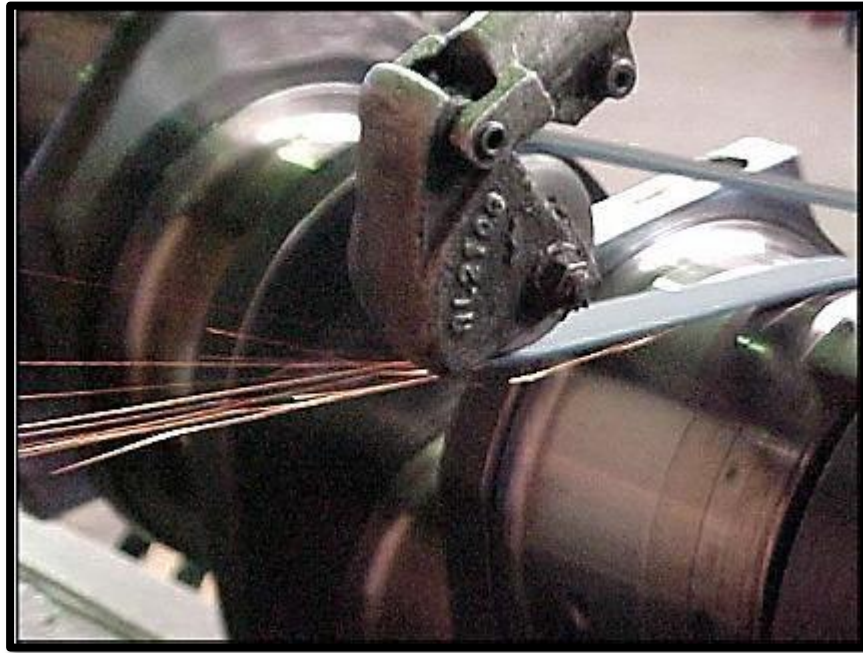


Figura N°66:
Reparación de cigüeñal rayado

Uno de los métodos también utilizados para el rectificado de cigüeñales es el uso de la denominada “**cinta rectificadora**” (también llamada pulidora o esmeril), tal como se aprecia en la Figura N°66. Esta cinta gira a altas revoluciones, acercándose a las 10000 rpm, mientras también lo hace, pero a mucha menor velocidad, la sección de cigüeñal a rectificar. La cinta realizará el rectificado a lo largo de todo el muñón, no devolviéndose sino hasta haber llegado al final de la sección; este procedimiento se efectuará una y otra vez hasta lograr eliminar las rayaduras en su totalidad. También es usual que se utilice levemente la cinta rectificadora a modo de limpieza antes de efectuar cualquier ensayo o test (dureza o pruebas no destructivas) sobre la superficie de los muñones, así de esta forma se logran eliminar impurezas que pueden incurrir en la obtención de resultados alterados o erróneos.

Después de realizar el proceso de rectificación, el muñón debe lavarse cuidadosamente con un buen disolvente, tal como kerosene o aceite combustible para motores. Este procedimiento debe incluir el lavado interno de los conductos de lubricación tanto como las superficies exteriores del

muñón. Algunos conductos son lo suficientemente grandes como para pasar una escobilla de limpieza, otros conductos, debido a que no pueden dar paso a una escobilla, se pueden limpiar soplando con aire comprimido.

Algunos fabricantes han experimentado en la reparación de los cigüeñales rayados, el procedimiento de rebajar los muñones en torno hasta llegar a una submedida, para después rellenar la superficie hasta una dimensión por sobre el original con el ya mencionado revestimiento electrolítico de cromo. Una vez terminado el proceso de revestimiento se dará el acabado final hasta retomar las dimensiones originales.

Otros fabricantes recomiendan el reacondicionamiento de muñones, rectificando los mismos usando para ello cojinetes de un diámetro especial. Sin embargo, esto puede hacerse solamente cuando el trabajo queda a cargo de personal sumamente experto y que ha sido sometido a un entrenamiento especializado en este procedimiento. Naturalmente queda limitada la cantidad de metal que se pueda desbastar de un muñón, ya que, si los muñones se han rayado más allá de los límites, será necesario descartar y cambiar el cigüeñal o la sección según corresponda. Como regla general, conviene más la instalación de un cigüeñal nuevo para eliminar la necesidad de tener en existencia una variedad de cojinetes de distintos calibres, sin embargo, se debe tomar en cuenta los costos que esto implica.

4. OVALIZACION Y CONICIDAD ANORMAL

Una defectuosa realización del cigüeñal puede producir averías graves, por ello se debe exigir que no tenga falta de paralelismo entre los muñones de

biela y los de apoyo (Figura N°67). Aceptándose una tolerancia de $\alpha < 0,5$ por mil.

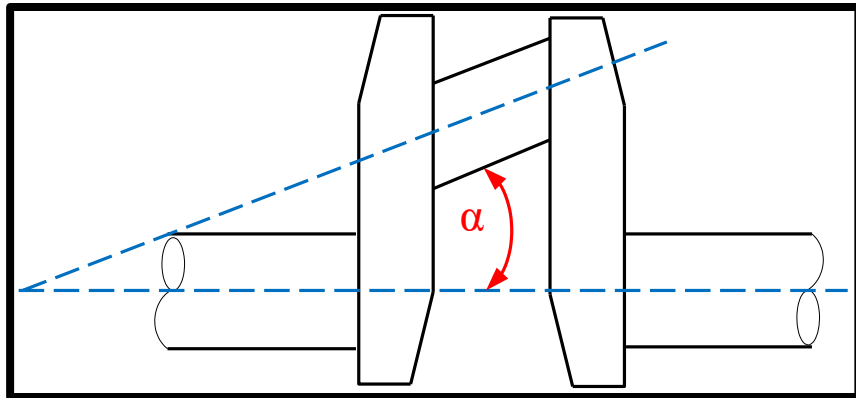


Figura N°67:
Falta de Paralelismo dado por ángulo α

Los muñones de bancada tampoco deben presentar excentricidad entre sí, ni entre los muñones adyacentes (Figura N°67), para ello se exigen las siguientes tolerancias de máxima excentricidad entre muñones:

$$E = \text{Excentricidad M\u00e1x.} \leq 3L / 1000$$

Donde la excentricidad absoluta entre cuellos adyacentes ser\u00e1:

$$e = \text{Excentricidad Abs.} \leq L / 1000, \text{ siendo } L \text{ la distancia entre cilindros}$$

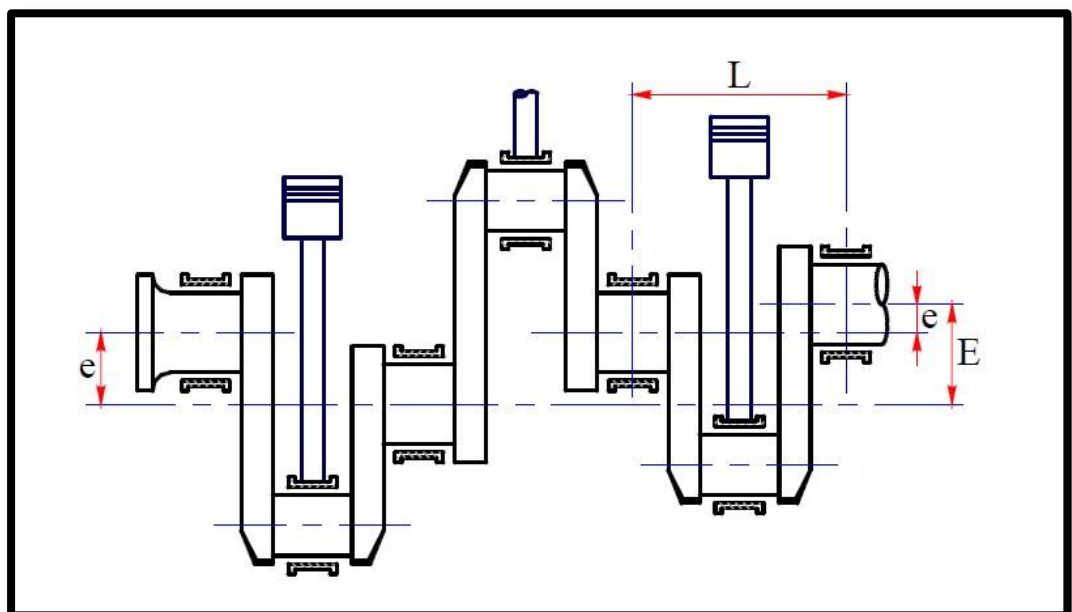


Figura N°68:
Excentricidad del Cig\u00e9\u00f1al

Los muñones, tanto de bancada como de biela, pueden presentar desviaciones de su forma circular apareciendo la conicidad y ovalización (Figura N°69), los valores admisibles se presentan en función de los diámetros de muñones, tal como se ve en la Tabla N°12.

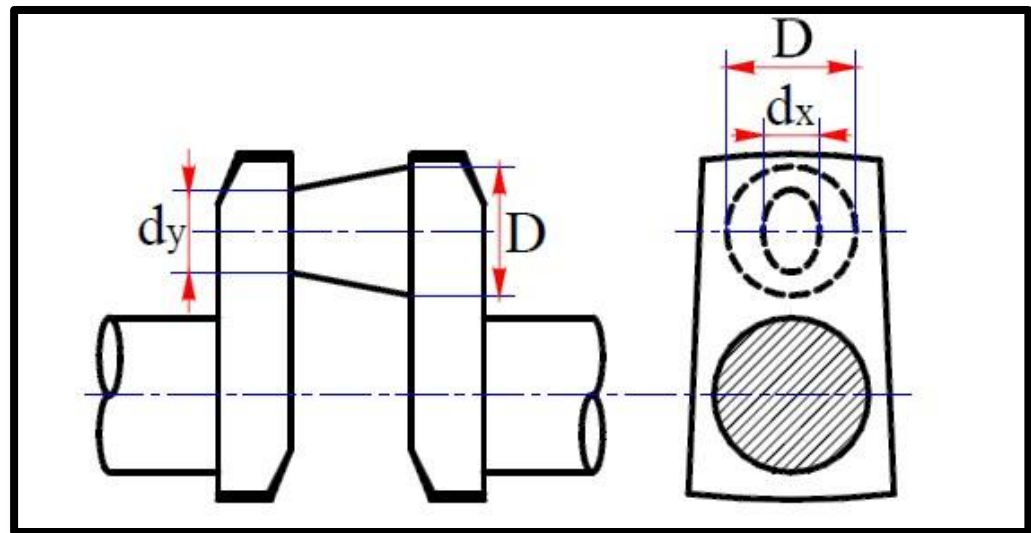
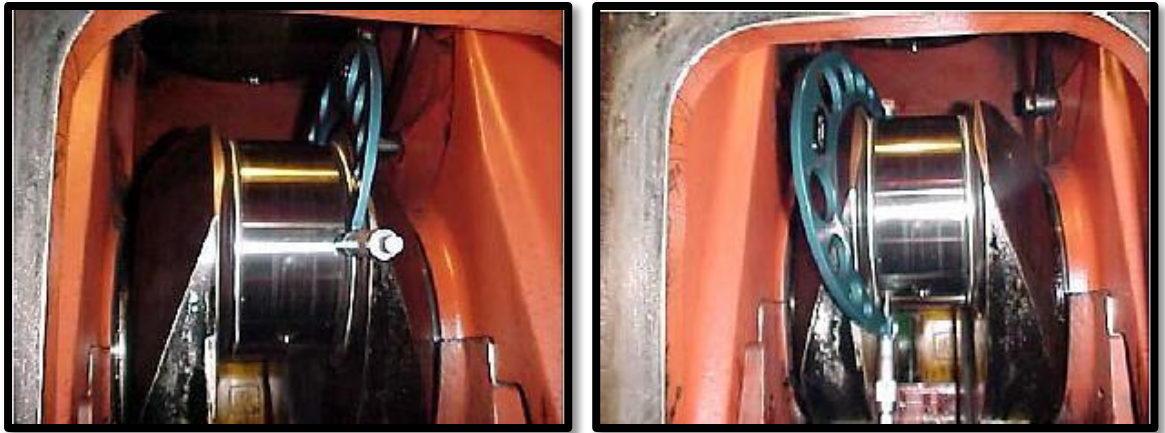


Figura N°69:
Conicidad y Ovalización del Muñón

LOS VALORES ADMISIBLES SON		
Diámetros de los muñones en mm	Tolerancia en mm $D - d$	
	Tolerancia Normal	Límite Máximo de Aprovechamiento
≤ 150	0,020	0,030
151 a 300	0,025	0,040
301 a 500	0,030	0,050
≥ 501	0,040	0,060

Tabla N°12:
Tolerancia de acuerdo al diámetro de los muñones

Otro motivo sería un defectuoso acabado del cigüeñal que aparentemente, aun habiendo efectuado mediciones (Figura N°70) con aparatos muy precisos y obteniendo buenos resultados en los muñones, luego de unas horas de funcionamiento repercuten en los cojinetes apareciendo éstos con daños excesivos o simplemente agrietados.

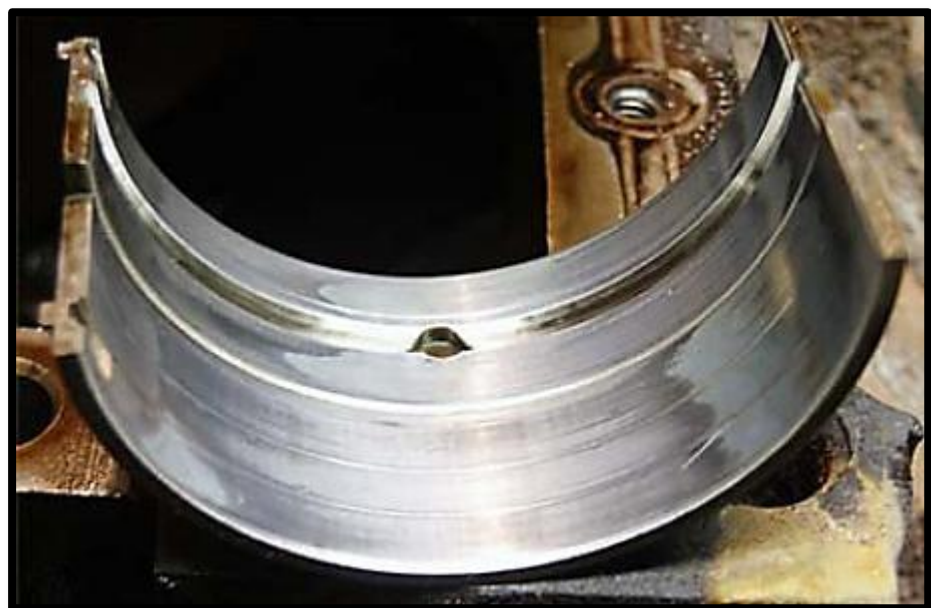


(A)

(B)

**Figura N°70:
Medición de Conicidad y Ovalización**

Esta falla se puede apreciar muchas veces a simple vista observando a trasluz el muñón, en el que aparecerán unas marcas anormales, ya que los cojinetes bruñirán las superficies que realmente han trabajado, revelando zonas brillantes siendo estas las de contacto y otras zonas en que el aceite de lubricación ha dejado marcado con una tonalidad distinta. Lo anterior también puede verse reflejado en los cojinetes, pues son éstos los primeros afectados al momento de producirse la falla (Figura N°71).



**Figura N°71:
Sección de cojinete con falla producida por ovalización**

5. PERDIDA DE DUREZA

A pesar de que parece fácil comprender lo que se entiende por dureza y ser ésta una de las magnitudes que con más frecuencia se miden, es también una de las propiedades de la materia sobre la que existe mayor confusión, habiendo a veces cierta dificultad para precisarla con claridad y exactitud. La dureza es una propiedad fundamental de los materiales y está relacionada con la resistencia mecánica y se puede definir como **la resistencia de un material a la penetración o formación de huellas localizadas en una superficie**. Cuanto más pequeña sea la huella obtenida en condiciones normalizadas, más duro será el material ensayado; el penetrador en un ensayo de dureza es generalmente una esfera, pirámide o cono hecho de un material mucho más duro del que se ensaya, como por ejemplo: acero endurecido, diamante o carburo de tungsteno sintetizado.

En la mayoría de las pruebas la carga se aplica al oprimir lentamente el penetrador, perpendicularmente a la superficie ensayada, por un período determinado. De los resultados obtenidos se puede calcular un valor empírico de dureza, conociendo la carga aplicada y el área de la sección transversal o la profundidad de la impresión. El ensayo de dureza nunca se debe realizar cerca del borde de la muestra o cerca de otra penetración ya existente, en éste último caso la distancia mínima para efectuar una penetración es de tres veces el diámetro de la penetración anterior. Otra condición, es que el espesor de la pieza a ensayar, sea de por lo menos $10\frac{1}{2}$ veces el diámetro de la impresión, con el fin de evitar el efecto yunque.

La dureza se expresa por un número el cual es inversamente proporcional a la profundidad de la huella hecha por el penetrador. Dichas mediciones se utilizan para verificar la calidad de los metales en los tratamientos térmicos, en

la recepción de los materiales durante su inspección, en la evaluación de soldaduras y en el análisis de fallas. De aquí la importancia que tiene el conocimiento de los diferentes ensayos de dureza empleados, ya sea como rutina de taller, como inspecciones de laboratorio o como medio para realizar investigación. Las principales ventajas producto de la obtención de las pruebas de dureza son que:

Los instrumentos de control tienen ventaja sobre las máquinas de pruebas de tensión por su gran productividad, ya que las mediciones se puede realizar al 100% de las piezas en producción, si es necesario.

Pueden realizarse con instrumentos de medición portátiles que facilitan la medición.

Se consideran pruebas no destructivas

Existen varios métodos para determinar la dureza por resistencia a la penetración, los de mayor aplicación en la industria son: el Brinell (HB), Rockwell (HR) y Vickers (HV).

La Dureza Brinell (HB) se puede calcular analizando la deformación en la superficie de impresión (Figura N°72), provocada por una esfera o bola de acero penetradora de diámetro “D” en mm, la que es aplicada sobre el material a ensayar bajo una carga conocida (“P” en kg). Una vez retirada la fuerza aplicada se mide el diámetro (“d” en mm) de la huella dejada por el penetrador, así la dureza Brinell se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$HB = 2P / \pi D (D - (D^2 - d^2)^{1/2})$$

El ensayo normal para el cálculo de la dureza Brinell es el efectuado con una esfera de 10 mm de diámetro (D), una carga de 3000 kg y una duración de 10 a 15 segundos. El resultado se expresará en número de dureza Brinell, por ejemplo: 450 HB.

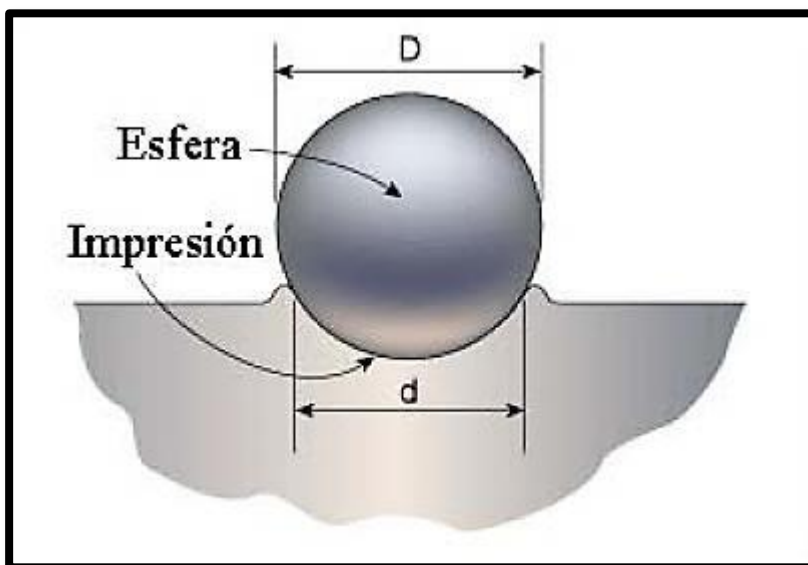


Figura N°72:
Determinación dureza Brinell

El ensayo de Dureza Vickers (HV) consiste en imprimir una huella con un penetrador de diamante (Figura N°73) en forma de pirámide recta de base cuadrada y ángulo (θ) entre caras opuestas de 136° , para luego medir sus diagonales (d_1 y d_2 en mm) en la superficie de impresión una vez retirada la fuerza aplicada (P en kg). La dureza Vickers se calculará con la siguiente fórmula:

$$HV = 2P (\sin \theta/2) / d^2 = 1,854 P / d^2$$

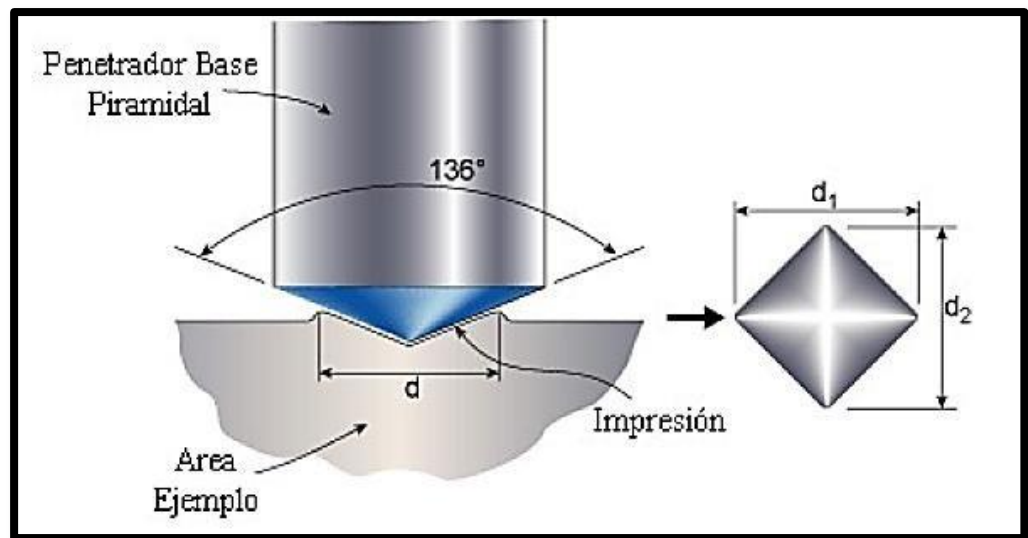


Figura N°73:
Determinación dureza Vickers

El resultado se expresará en número de dureza Vickers, completándose con las indicaciones de carga (P) y el tiempo de aplicación de ésta en segundos, siempre y cuando el tiempo no sea de 15 segundos, por ejemplo: 60,2 HV 30, indica una dureza Vickers medida con una carga de 30 kg aplicada durante 15 segundos, en cambio el símbolo 60,2 HV 30 / 30 significa una dureza Vickers medida con una carga de 30 kg durante 30 segundos.

El método de obtención de **Dureza Rockwell (HR)** es el más utilizado debido a la posibilidad que presenta de medir rápida y fácilmente la dureza del acero endurecido. La dureza se mide por la profundidad de penetración permanente producida por una bola de acero de 1/16" (1,588 mm) de diámetro o un cono con una punta de diamante de 120° de ángulo, bajo una carga determinada y efectuada en una máquina especialmente diseñada para este fin.

La mayoría de las máquinas de ensayo tienen una construcción que permite efectuar la lectura directa de dureza. Con este objeto, las máquinas están provistas de un indicador de profundidad de

penetración (aguja indicadora) y de una escala móvil graduada en unidades de 0,002 mm para el ensayo de dureza Rockwell y en unidades de 0,001 mm para ensayo de dureza Rockwell superficial. El cero de la escala puede ser ajustado según la posición del indicador de profundidad, cuando la escala se fija de modo que su cero coincida con la posición del indicador de profundidad correspondiente a la penetración con la carga inicial “ P_0 ”, puede leerse directamente en la escala el incremento de la profundidad de penetración, o sea, el valor de la dureza Rockwell o el de la dureza Rockwell superficial.

Las escalas de dureza Rockwell más utilizadas con la C, A y B y las de dureza Rockwell superficial N y T.

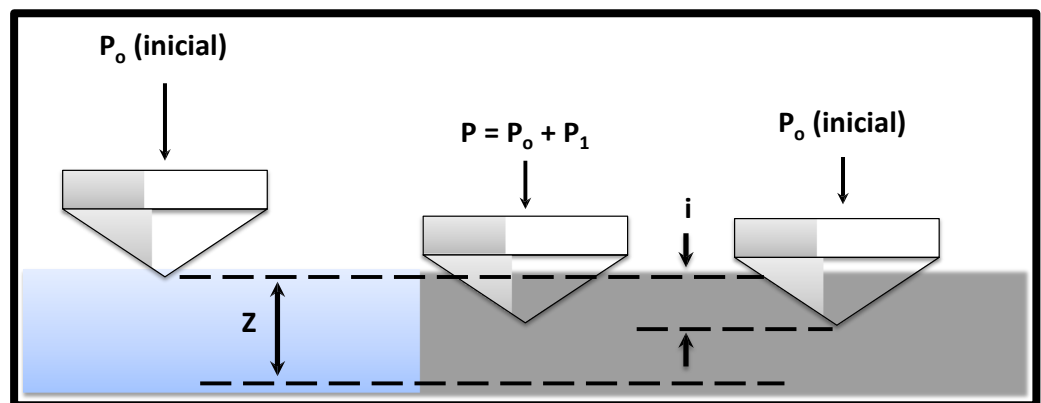


Figura N°74:
Dureza Rockwell

El procedimiento para determinar la dureza Rockwell se efectúa en tres fases:

- I. En la primera fase del ensayo se imprime, bajo la acción inicial “ P_0 ” en la capa superficial de la pieza a estudiar, considerando la correspondiente profundidad de penetración como punto de partida de medición $P_0 = 10$ kg en ensayo de dureza Rockwell y $P_0 = 3$ kg para ensayo de dureza Rockwell superficial.

- II. En esta fase se añade la carga inicial “P₁” de valor prescrito de modo que la penetración se encuentre bajo la acción de la carga total $P = P_0 + P_1$, ver Figura N°74.
- III. En la tercera fase se suprime la carga adicional “P₁”, manteniendo la carga adicional “P₀”, midiéndose el incremento de penetración “i” dejada en la superficie de la pieza en estudio. Siendo de 0,002 mm para ensayo de dureza Rockwell y de 0,001 para ensayo de dureza Rockwell superficial.

Así el cálculo de dureza Rockwell se determinará con la siguiente fórmula:

$$HR = Z - i$$

En donde:

Z = 100 para penetrador cónico

Z = 130 para penetrador esférico

i = valor de incremento de penetración

Las Tablas N° 13 y 14 representan las escalas de dureza designadas con mayúsculas. Cada una de las escalas corresponde a una determinada combinación de penetrador y carga total “P” y se aplica en el ensayo de materiales de determinadas características, tal como lo indica la última columna.

ESCALAS DE DUREZA ROCKWELL					
Escala	Penetrador	Carga Total (P)	Z	Aplicación	
C	Cónico de Diamante	150	100	Aceros duros	
A		60	100	Materiales muy duros, planchas duras	
D		100	100	Piezas endurecidas superficialmente	
	Esfera de acero	Diámetro mm			
B		1,588	100	130	Materiales de dureza regular
E		3,175	100	130	Materiales muy blandos
F		1,588	60	130	Materiales blandos
G		1,588	150	130	Materiales más duros que los empleados en la escala B

**Tabla N°13:
Dureza Rockwell**

ESCALAS DE DUREZA ROCKWELL SUPERFICIAL				
Escala	Penetrador	Carga Total (P)	Z	Aplicación
N – 15	Cónico de Diamante	15	100	Materiales en planchas; láminas delgadas; piezas ligeramente nitradas y carburadas; partes o secciones pequeñas en las cuales se pretende dejar la menor impresión posible y que pudieran deteriorarse bajo la acción de cargas elevadas.
N – 30		30	100	
N – 45		45	100	
T – 15	Esfera de acero de Diámetro 1,588 mm	15	130	Materiales blandos, como aceros blandos y bronces
T – 30		30	130	
T – 45		45	130	

**Tabla N°14:
Dureza Rockwell Superficial**

Como se puede apreciar en las tablas anteriores, la escala de dureza Rockwell que correspondería usar en el caso de los cigüeñales sería la “C” para el ensayo con cono y “B” para el efectuado con esfera, por ser aplicables a aceros duros o de dureza regular.

A continuación en la Tabla N°15 (comparativa) se muestra la correspondencia entre las diferentes escalas de ensayos de dureza Brinell, Rockwell y Vickers

Número Brinell	Número Rockwell		Número Vickers
	Escala C	Escala B	
682	61,7		737
653	60		697
633	59		674
614	58		654
596	57		636
578	56		615
560	55		596
543	54		578
527	53		561
500	52		544
475	50		513
451	48		484
432	46		458
409	44		434
390	42		412
371	40		392
353	38		372
336	36		354
319	34		336
301	32		318
286	30		302
271	28		286
258	26		272
247	24		260
237	22	99	248
226	20	98	238
212	16	95	222
194	12	92	204
179	8	89	188
158	2	83	166
141		77	141
125		70	125
110		62	110
99		55	99
89		47	89

Tabla N°15: Tabla de correspondencia entre escalas Brinell, Rockwell (C y D) y Vickers

La dureza necesaria en los muñones del cigüeñal debe estar próxima a los 23 HRc para cigüeñales que no posean tratamiento térmico alguno y que operen con cojinetes de metal Babbit o Aluminio Estaño al 20%. Para cigüeñales con tratamiento térmico o templados se exige una dureza entre 45 y 55 HRc, con un mínimo aceptable de 40 HRc para cojinetes trimetálicos, o sea, que están compuestos por tres tipos de capas metálicas como el acero (respaldo), el metal rosado (cobres o bronces) y metal blanco o reemplazándose este último por una barrera de níquel.

6. PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS

Los Ensayos o Pruebas No Destructivas es un campo de la ingeniería que se ha desarrollado rápidamente, debido a la evolución de técnicas como la digitalización de imágenes, la radiografía por neutrones, el electromagnetismo o la emisión acústica, las que eran relativamente desconocidas hasta hace poco años. Estas se han convertido en herramientas de uso cotidiano en las industrias que desean mantenerse en la vanguardia del mercado ofreciendo calidad en sus productos, no quedando esto exento para los productores de cigüeñales.

La clasificación más usual de las pruebas e inspecciones que normalmente se practican a los materiales es la siguiente:

Pruebas Destructivas

Pruebas No Destructivas

El objetivo principal de las pruebas destructivas es determinar cuantitativamente el valor de ciertas propiedades de los materiales, como la resistencia mecánica, la tenacidad y la dureza, aunque esta última no está considerada como destructiva. La ejecución de las pruebas destructivas involucran el daño del material, la destrucción de la probeta o la pieza empleada para el correspondiente ensayo, por lo que se puede concluir que los ensayos destructivos son la aplicación de métodos físicos directos que alteran de forma permanente las propiedades físicas, químicas, mecánicas o dimensionales de un material, parte o componente sujeto a inspección.

Este tipo de pruebas siempre han sido necesarias para comprobar si las características de un material cumplen con lo especificado durante el diseño. Debe observarse que estas pruebas no se pueden aplicar a todas las partes o componentes de un motor, ya que serían destruidos y perderían su utilidad.

Con el desarrollo de nuevas tecnologías y la optimización de los productos o los requisitos de seguridad, como el caso de la industria aeroespacial, impusieron nuevas condiciones de inspección, en las cuales se estableció la necesidad de verificar hasta en un 100% los componentes críticos, lo que planteó una severa dificultad a los departamentos de calidad, hasta que iniciaron el empleo de otras técnicas de inspección, diferentes a lo visual, con las cuales se medía la integridad de los componentes sin destruirlos.

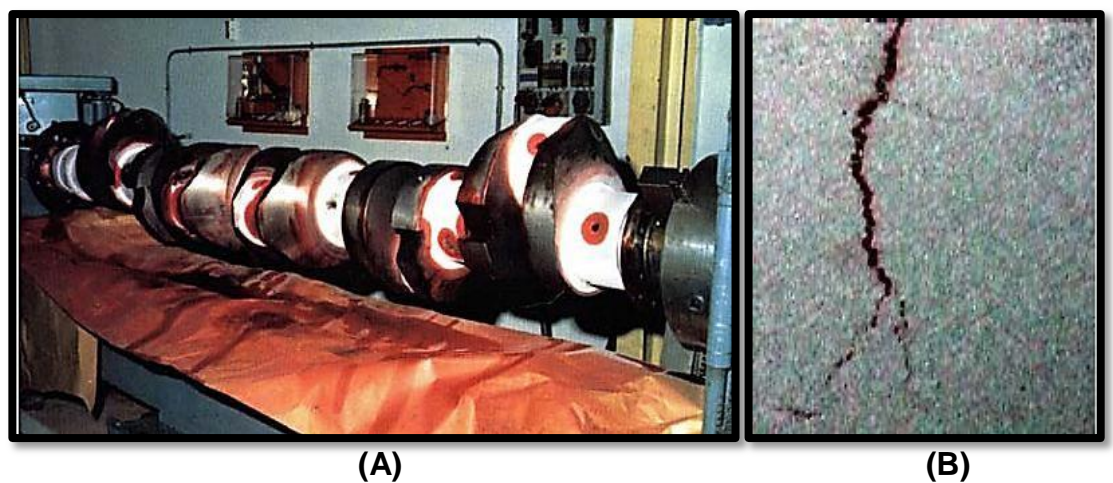
Las pruebas no destructivas son la aplicación de métodos físicos indirectos, como es la transmisión del sonido, la opacidad al paso de la radiación, entre otras; las que tienen la finalidad de verificar la sanidad de las piezas examinadas. No obstante, cuando se aplica este tipo de pruebas no se busca determinar las propiedades físicas inherentes de las piezas, sino verificar su

homogeneidad y continuidad. Por lo tanto, estas pruebas no sustituyen a los ensayos destructivos, sino que más bien los complementa.

Las pruebas no destructivas, como su nombre lo indica, no alteran de forma permanente las propiedades físicas, químicas, mecánicas o dimensionales de un material. El nombre más comúnmente usado para las pruebas no destructivas es el de **Ensayos no Destructivos y los más comúnmente utilizados son los siguientes:**

Inspección Visual u Óptica: este es el método más básico de los ensayos no destructivos. Los examinadores visuales siguen el procedimiento que consiste simplemente de mirar la pieza, para así tratar de encontrar imperfecciones superficiales. Como apoyo se suelen utilizar cámaras fotográficas u otros instrumentos tales como lentes ópticos de alta definición.

Tintas Penetrantes: la inspección por Tintas o Líquidos Penetrantes es empleada para detectar e indicar discontinuidades que afloran en la superficie de los materiales examinados.



(A) **Figura N°75:**
Inspección por tintas penetrantes

En términos generales, esta prueba consiste en aplicar un líquido coloreado o fluorescente a la superficie a examinar, el cual penetra en las discontinuidades del material debido al fenómeno de capilaridad. Después de cierto tiempo se remueve el exceso de penetrante y se aplica un revelador, el cual generalmente es un polvo blanco (ver Figura N°75 (A)), el que al ser aplicado y al existir imperfecciones saca a relucir el líquido que ha penetrado en las discontinuidades (Figura N°75 (B)).

Las principales ventajas producto de la utilización de líquidos penetrantes son las siguientes:

- i. La inspección por Líquidos Penetrantes es extremadamente sensible a las discontinuidades abiertas a la superficie.
- ii. La configuración de las piezas a inspeccionar no representa un problema para la inspección.
- iii. Son relativamente fáciles de emplear.
- iv. Brindan muy buena sensibilidad.
- v. Son económicos.
- vi. Son razonablemente rápidos en cuanto a la aplicación, además de que el equipo puede ser portátil.
- vii. Se requiere de pocas horas de capacitación de los Inspectores.

Y las limitaciones generales son:

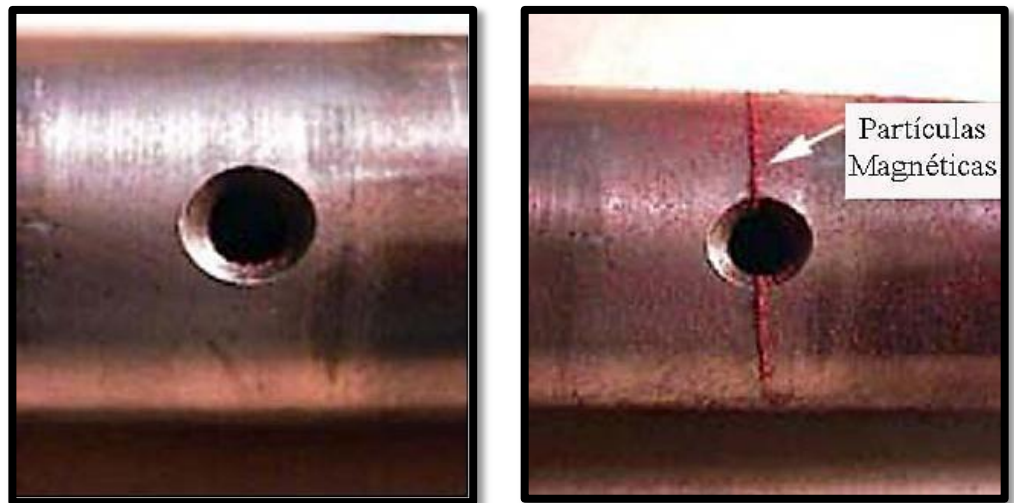
- a. Sólo son aplicables a defectos superficiales y a materiales no porosos.
- b. Se requiere de una buena limpieza previa a la inspección

- c. No se proporciona un registro permanente de la prueba no destructiva.
- d. Los Inspectores deben tener amplia experiencia en el trabajo.
- e. Una selección incorrecta de la combinación de revelador y penetrante puede ocasionar falta de sensibilidad en el método.
- f. Es difícil quitarlo de roscas, ranuras, huecos escondidos y superficies ásperas.

Partículas Magnéticas: la inspección por Partículas Magnéticas permite detectar discontinuidades superficiales y sub-superficiales en materiales ferromagnéticos. Se ocupa usualmente cuando se requiere una inspección más rápida que con los líquidos penetrantes.

El principio del método es la formación de distorsiones del campo magnético o de polos cuando se genera o se induce un campo magnético en un material ferromagnético, es decir, cuando la pieza presenta una zona en la que existen discontinuidades perpendiculares a las líneas del campo magnético, éste se deforma o produce polos.

Las distorsiones o polos atraen a las partículas magnéticas, que fueron aplicadas en forma de polvo en la superficie sujeta a inspección y que por acumulación producen las indicaciones que se observan visualmente de manera directa o bajo luz ultravioleta. La Figura N°76 (A), se muestra un muñón de cigüeñal minutos antes de ser inspeccionado, mientras que en la Figura N°76 (B) se aprecia la misma Figura bajo la acción de las partículas magnéticas. En la Figura N°77 se puede ver una culata con una falla detectada por intermedio del mismo ensayo no destructivo.



(A)

(B)

Figura N°76:
Inspección a Cigüeñal con partículas magnéticas



Figura N°77:
Detección de falla en culata por intermedio de partículas magnéticas

Las principales ventajas del uso de las partículas magnéticas con respecto a la inspección por líquidos penetrantes son las siguientes:

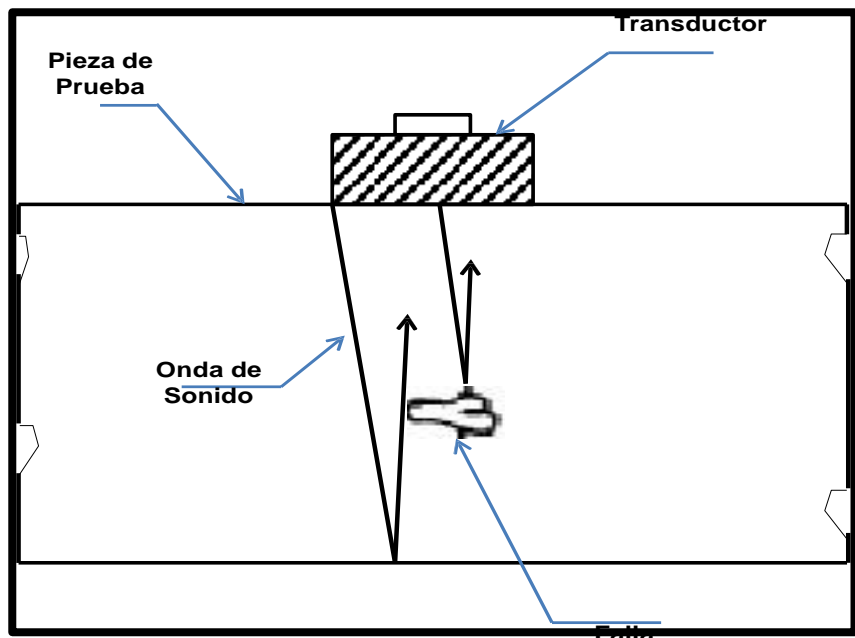
- 1) Requiere de un menor grado de limpieza
- 2) Generalmente es un método más rápido y económico.
- 3) Puede revelar discontinuidades que no afloran a la superficie.
- 4) Tiene una mayor cantidad de alternativas.

Las limitaciones del uso de las partículas magnéticas son:

- 1) No tienen gran capacidad de penetración
- 2) Son aplicables sólo en materiales ferromagnéticos.
- 3) El manejo del equipo en campo puede ser caro y lento.
- 4) Generalmente requieren del empleo de energía eléctrica.
- 5) Sólo detectan discontinuidades perpendiculares al campo.

Ambos métodos, el de Tinta Penetrante y el de Partículas Magnéticas, son los más utilizados como ensayos no destructivos para detectar fisuras, recubrimientos, rasgones, contracciones, rayaduras, inclusiones y discontinuidades de material. La principal diferencia entre ambas es que la primera se puede aplicar a materiales magnéticos como a no magnéticos, mientras la segunda solo está limitada a materiales ferromagnéticos como el hierro y el acero.

Inspección por Ultrasonido: la examinación por ultrasonido se define como un procedimiento de inspección no destructiva de tipo mecánico, que se basa en la impedancia acústica, la que se manifiesta como el producto de la velocidad máxima de propagación del sonido entre la densidad de un material. Los equipos de ultrasonido que son empleados actualmente permiten detectar discontinuidades superficiales, sub-superficiales e internas, dependiendo del tipo de palpador utilizado y de las frecuencias que se seleccionen dentro de un ámbito de 0,25 hasta 25 MHz (Figura N°78).



**Figura N°78:
Método de Inspección Ultrasónica**

Las ondas ultrasónicas son generadas por un transductor, el que tiene la propiedad de transformar la energía eléctrica en energía mecánica y viceversa. Al ser excitado eléctricamente, el transductor vibra a altas frecuencias, generando ultrasonido el que es transmitido al material que se desea inspeccionar. Durante el trayecto en el material, la intensidad de la energía sónica sufre una atenuación, que es proporcional a la distancia del recorrido. Cuando el haz sónico alcanza la frontera del material, dicho haz es reflejado. Los ecos o reflexiones del sonido son recibidos por otro (o por el mismo) transductor (Figura N°79) y su señal es filtrada e incrementada para ser enviada a un osciloscopio de rayos catódicos, en donde la trayectoria del haz es indicada por las señales de la pantalla; también puede ser transmitida a un sistema de graficado, donde se obtiene un perfil acústico de la pieza a una pantalla digital, donde se leerá un valor en un computador, para el análisis matemático de la información lograda.



**Figura N°79:
Instalación de Aparato Transductor**

Las principales ventajas del uso del ultrasonido son:

- i. Se detectan discontinuidades superficiales y sub-superficiales.
- ii. Puede delimitarse claramente el tamaño de la discontinuidad, su localización y su orientación.
- iii. Sólo se requiere acceso por un lado del material a inspeccionar.
- iv. Tiene alta capacidad de penetración y los resultados de prueba son conocidos inmediatamente.
- v. Localiza mejor aquellas discontinuidades que son perpendiculares al haz de sonido.

Y las principales limitaciones del uso del ultrasonido son:

- i. Está limitado por la geometría, estructura interna, espesor y acabado superficial de los materiales sujetos a inspección.
- ii. Las partes pequeñas o delgadas son difíciles de inspeccionar por este método.

- iii. El equipo puede tener un costo elevado, que depende del nivel de sensibilidad y de sofisticación requerido.
- iv. El personal debe estar calificado y generalmente requiere de mucho mayor entrenamiento y experiencia para este método que para cualquier otro de los métodos de inspección.
- v. Requiere de patrones de referencia y generalmente no proporciona un registro permanente.

Inspección Radiográfica: el caso de la Radiografía, como prueba no destructiva, es muy interesante; pues permite asegurar la integridad y confiabilidad de un producto; además proporciona información para el desarrollo de mejores técnicas de producción y para el perfeccionamiento de un producto en particular. Esta se define como un procedimiento de inspección no destructivo de tipo físico, diseñado para detectar discontinuidades macroscópicas y variaciones en la estructura interna o configuración física de un material.

Al aplicar la radiación, normalmente se obtiene una imagen de la estructura interna de una pieza o componente, debido a que este método emplea radiación de alta energía, que es capaz de penetrar materiales sólidos, por lo que el propósito principal de este tipo de inspección es la obtención de registros permanentes para el estudio y evaluación de discontinuidades presentes en dicho material. Por lo anterior, esta prueba es utilizada para detectar discontinuidades internas en una amplia variedad de materiales.

Dentro de los Ensayos no Destructivos, la Radiografía es uno de los métodos más antiguos y de mayor uso en la industria. Debido a esto, continuamente se realizan nuevos desarrollos que modifican las

técnicas radiográficas aplicadas al estudio no sólo de materiales, sino también de partes y componentes; todo con el fin de hacer más confiables los resultados durante la aplicación de la técnica. El principio físico en el que se basa esta técnica es la interacción entre la materia y la radiación electromagnética, siendo ésta última de una longitud de onda muy corta y de alta energía.

Durante la exposición radiográfica, la energía de los rayos X o gamma es absorbida o atenuada al atravesar un material. Esta atenuación es proporcional a la densidad, espesor y configuración del material inspeccionado.

La radiación ionizante que logra traspasar el objeto puede ser registrada por medio de la impresión en una placa o papel fotosensible, que posteriormente se somete a un proceso de revelado para obtener la imagen del área inspeccionada, o bien, por medio de una pantalla fluorescente o un tubo de video, para después analizar su imagen en una pantalla de televisión o grabarla en una cinta de video. En términos generales, es un proceso similar a la fotografía, con la diferencia principal de que la radiografía emplea rayos X o rayos Gamma y no energía luminosa.

La principal diferencia entre estas técnicas de rayos X y rayos gamma, es el origen de la radiación electromagnética; ya que mientras los rayos X son generados por un alto potencial eléctrico, los rayos gamma se producen por desintegración atómica espontánea de un radioisótopo.

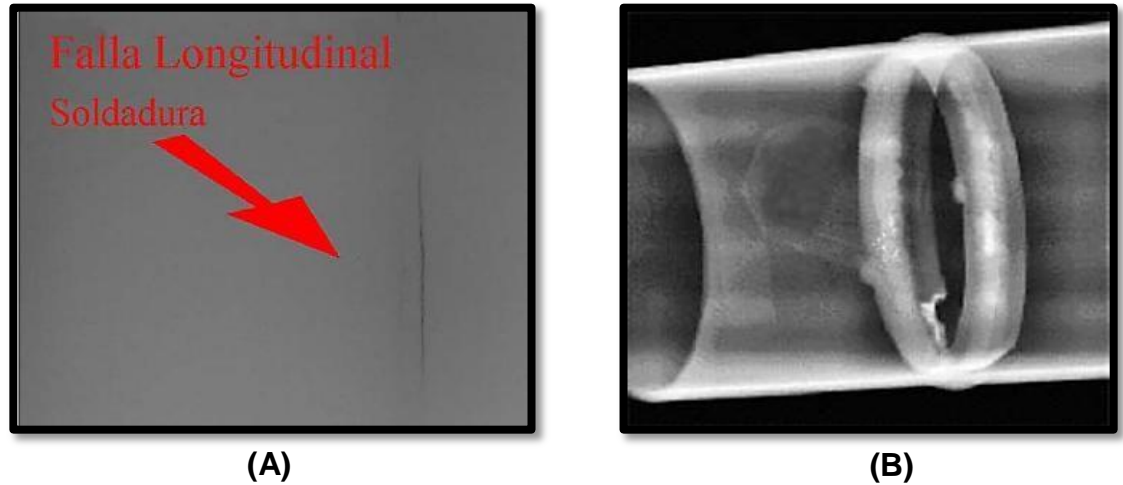


Figura N°80:
Inspección Radiográfica a soldadura de planchas de casco (A) y sección de tubería (B)

Las principales ventajas del empleo de la radiografía como método de ensayo no destructivo son:

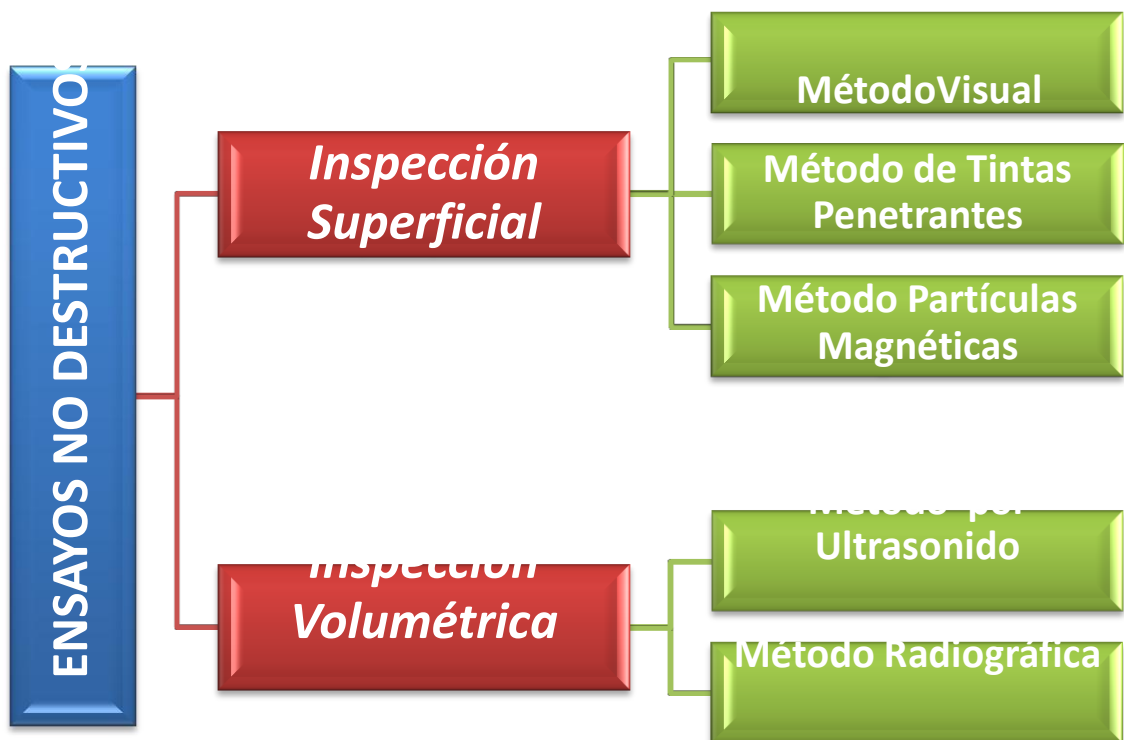
- a. Es un excelente medio de registro de inspección.
- b. Su uso se extiende a diversos materiales
- c. Se obtiene una imagen visual del interior del material.
- d. Se obtiene un registro permanente de la inspección
- e. Descubre los errores de fabricación y ayuda a establecer las acciones correctivas.

Y las principales desventajas son las siguientes:

- a. No es recomendable utilizarla en piezas de geometría complicada.
- b. No debe emplearse cuando la orientación de la radiación sobre el objeto sea inoperante, ya que no es posible obtener una definición correcta.
- c. La pieza de inspección debe tener acceso al menos por dos lados.

- d. Su empleo requiere el cumplimiento de estrictas medidas de seguridad.
- e. Requiere personal altamente capacitado, calificado y con experiencia.
- f. Requiere de instalaciones especiales como son: el área de exposición, equipo de seguridad y un cuarto oscuro para el proceso de revelado.
- g. Las discontinuidades de tipo laminar no pueden ser detectadas por este método.

Al momento de tener que referirse a los ensayos no destructivos se debe tener presente que estos se pueden dividir en dos grandes grupos:



En caso de existir una falla o sospecha de ésta en un cigüeñal (o cualquier otra pieza de un motor marino) se opta por realizar una inspección superficial por ser ésta muy económica y fácil de realizar.

Si se mantiene la sospecha de falla, se efectúa una inspección volumétrica, la cual ofrece la posibilidad de observar defectos internos, proporcionando así un alto nivel de confiabilidad. Esta inspección se realiza solo si es necesaria, debido a sus altos costos y a los espacios reducidos donde se debe aplicar.

7. EJEMPLOS DE FALLAS

En general, los fabricantes con la experiencia en el servicio marítimo sugieren que las fallas del eje cigüeñal pueden raramente ser atribuidos solamente a defectos metalúrgicos específicos asociados con procesos normales de fabricación. La calidad del material, sin embargo, particularmente en relación a su resistencia a las fatigas, puede y debe influenciar el margen de seguridad conveniente a soportar aquellas fatigas adicionales y a menudo impredecibles.

A continuación, se describirán algunos ejemplos de fallas en el cigüeñal de motores marinos típicos y serán descritos e ilustrados con sugerencias a su probable causas.

CASO I

El primer caso ocurrió en un buque que era propulsado por dos motores diesel marca MAK modelo 6M – 551 AK, 4 tiempos, 6 cilindros en línea, que proporcionaban una potencia de 3000 BHP c/u. Ambos motores accionan una línea de ejes a través de una caja reductora.

De acuerdo con la información suministrada, mientras el buque estaba en navegación, se detectaron vibraciones y ruidos en el motor de babor. Luego de una inspección se detectó una falla en el cojinete de bancada

N°4. De inmediato se procedió al desmontaje por el personal del buque, los que efectuaron limpieza sobre la superficie de contacto del cigüeñal y como el cojinete presentaba desprendimiento de bronce en casi toda la superficie del mismo, se montó un cojinete nuevo, obtenido de los repuestos existentes a bordo del buque. Luego de realizar dicha reparación y de una puesta en servicio exitosa, transcurridos 10 minutos, este volvió a fallar.

Una vez inspeccionado nuevamente, se volvió a detectar la falla en el cojinete de bancada N°4, el cual presentaba desprendimiento del material de trabajo en la sección del cojinete superior (Figura N°81), mientras que en la inferior se observaba un agarrotamiento en un 60% de su superficie de trabajo, producto de la fricción, debiendo ambos ser renovados.



Figura N°81:
Sección superior de cojinete con pérdida de material en superficie de trabajo

En lo que se refiere al muñón de bancada N°4 (Figura N°82), se detectaron rayas y con material de cojinete adherido en su superficie, que ocupaba entre un 10% a un 20% de la superficie total del muñón. Además se observaron diversas grietas producidas por sobrecalentamiento (azul oscuro / negro).



Figura N°82:
Muñón de bancada con daños por sobrecalentamiento

Se midió la dureza superficial del muñón de bancada antes señalado, dando una lectura normal en el 80% de la superficie, con valores que oscilaron entre los 200 a 219 HB. En la zona donde se encontró material adherido se obtuvo una dureza mayor a la normal, cuyos valores estaban dentro de los 334 a 378 HB y en una zona puntual se determinó una lectura máxima de 480 HB.

Teniendo en cuenta que 28 meses atrás el cigüeñal fue reparado y amolado aproximadamente 2 mm, llevándolo a una sub-medida de 307,98 mm y debido al hecho que el fabricante del motor (MAK) admite un máximo de sub-medida de 3 mm (306,98 mm), la eliminación de la capa dureza y el deterioro verificado del muñón N°4 de cigüeñal, se determina que el mismo debe ser desechado, debiendo renovarlo.

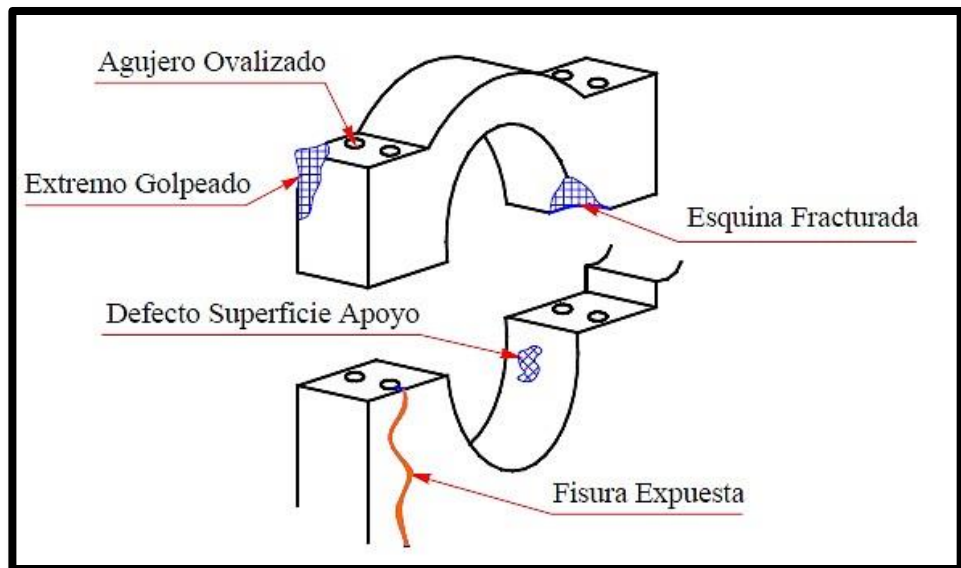


Figura N°83:
Croquis de averías en bancada y tapa de bancada

El alojamiento del cojinete de bancada N°4 presento signos de evidente sobrecalentamiento, debido al giro de las secciones de cojinete en su asiento, fuertes marcas y rayaduras, encontrándose la tapa de bancada también afectada, mostrando en general los siguientes daños (Figura N°83):

Fisura expuesta de aproximadamente 50 mm de longitud por el lado de estribor del perno de amarre proa.

Superficie de contacto entre la tapa de bancada superior e inferior muy dañadas, probablemente por mal ajuste de la primera, que se encontraba mal calzada o floja

La tapa de bancada presentaba una falta de material en su esquina inferior

La misma tapa presentaba golpes cerca de uno de los agujeros para los pernos de fijación, lo que impide un buen asiento de la tuerca. Uno de esos agujeros se encuentra ovalizado.

Se observó un defecto en la superficie de apoyo de la mitad inferior del cojinete.

Informado los daños anteriores a la Casa Clasificadora, se recomendó que la bancada debía ser reparada o renovada según las indicaciones del fabricante del motor (MAK). Como este último no acepta, en este caso, la reparación, dado que la fisura se encontraba en una zona importante de la misma, se determinó el cambio de bancada.

En conclusión, sobre la base de la información que se suministró en su momento por el Jefe de Máquinas al inspector de la Casa Clasificadora (Lloyd's Register) y al representante del fabricante del motor, surge como causa más probable que pudo dar origen al siniestro una consecuencia de un montaje defectuoso realizado 28 meses atrás.

Es posible establecer que la razón del giro del cojinete de bancada N°4 dentro del alojamiento se produjo debido a que el soporte superior del cojinete quedó flojo y no fue ajustado, siguiendo las recomendaciones indicadas por el fabricante en su manual correspondiente. Si bien durante cierto régimen de marcha del motor (340 rpm), no se produjeron inconvenientes, al aumentar estas entre 355 y 360 rpm, como consecuencia del generador de cola, se produjo el giro paulatino del mencionado cojinete hasta el momento en que esta anomalía determinó el deterioro de su material antifricción y se fundió.

CASO II

La presente falla está relacionada con la instalación de un sistema de doble hélice en un buque propulsado electrónicamente, cuyo poder de corriente era suministrado por cuatro motores diesel de 9 cilindros c/u, de cuatro tiempos y que desarrollaban un total de 14400 BHP a 240 rpm.

Cada motor estaba acondicionado con un amortiguador de vibraciones hidráulico en el extremo libre del eje cigüeñal. De acuerdo con las tempranas dificultades con los descansos principales del cigüeñal, los fabricantes del motor, decidieron instalar pesos balanceadores y también reemplazar los pistones de hierro fundido por otros de aleación más livianos, esto en un intento de reducir carga en los descansos principales de bancada.

Después de estudios, se precisó que el efecto sobre las vibraciones torsionales no fue considerable, determinándose posteriormente que con el amortiguador de vibraciones torsionales trabajando en forma eficiente, la velocidad crítica está muy cercana a la velocidad de servicio normal de 240 rpm. Debido a las fallas persistentes de las partes mecánicas del amortiguador, el eje cigüeñal estuvo sujeto a vibraciones considerablemente más altas por prolongados períodos de tiempo y las fallas comenzaron como sigue en un lapso de tres años:

Generador N°2: grietas en el filete del muñón de biela del cilindro N°8. El eje se reemplazó por un repuesto usado.

Generador N°4: (tres meses después), grietas en el filete del muñón de biela del cilindro N°8. La sección dañada del cigüeñal fue renovada.

Generador N°3: (veinte meses después), grietas en el filete del muñón de biela del cilindro N°7. Esta sección de árbol fue renovada y al mismo tiempo, los amortiguadores hidráulicos en todas las máquinas fueron reemplazados por otros del tipo fluido de silicona viscosa, teniendo considerablemente mayor

efectividad al momento de producirse las vibraciones, por lo que la velocidad crítica mayor fue reducida a alrededor de las 195 rpm. Desafortunadamente, pareciera que el daño ya estaba hecho, por lo que más tarde nuevas fallas ocurrirían en el cigüeñal.

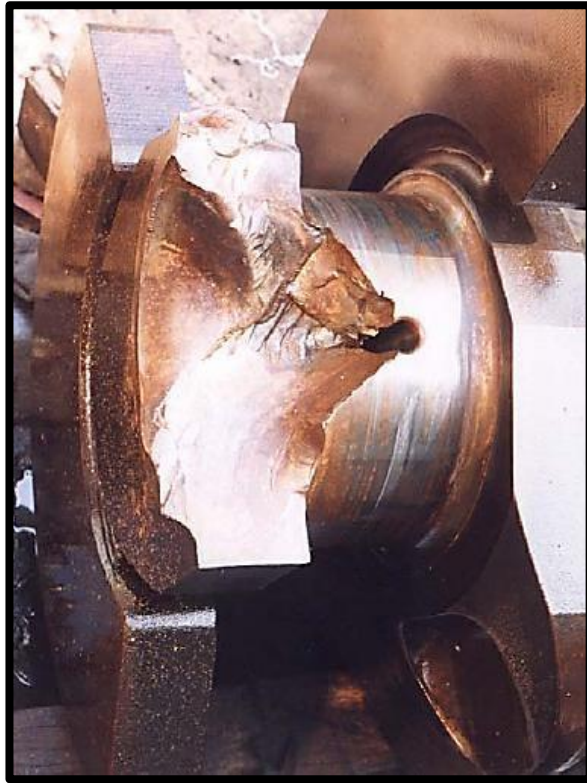


Figura N°84:
Cigüeñal con falla de rotura

Generador N°2: (cinco meses después), grieta y posterior rotura en el muñón de biela del cilindro N°7, extendiéndose hacia la manivela (Figura N°84). Como solución se procedió a instalar un eje nuevo.

Generador N°4: (doce meses después), grieta en el filete de muñón de biela del cilindro N°5. El cigüeñal fue reemplazado por un repuesto usado, el que congenia dos pequeñas grietas en la superficie de acoplamiento. Estas fueron taladradas en los extremos, para así evitar un posible avance de dichas grietas.

Finalmente, se procedió a cambiar el sistema de doble hélice, por una individual que fue acoplada directamente a un motor Diesel de 9 cilindros, dos tiempos, que desarrollaba una potencia de 8100 bhp a 115 rpm, provocando que no se originarán nuevos incidentes en el cigüeñal.

Las fallas parecían haber estado principalmente influenciadas por las vibraciones torsionales, consecuencia del mal funcionamiento de los amortiguadores hidráulicos, aunque desde la ubicación y dirección de algunas fracturas, no pueden ser descartados los esfuerzos de flexión. Esto se podría haber originado en los descansos principales de bancada, producto del cambio de pistones de hierro fundido a los de aleación.

Este ejemplo ilustra los problemas que se pueden originar por el mal uso de los amortiguadores de vibraciones, que para este caso en particular, el amortiguador operaba eficientemente cuando la velocidad crítica era muy próxima a la velocidad de servicio, lo que lleva a que las partes mecánicas incorporadas al amortiguador estén sujetas a desgaste, desgarros y fatiga. Para evitar estos problemas, es que se recomienda que los amortiguadores operen bajo las velocidades de servicio, evitando así posibles vibraciones por extensos intervalos de tiempo.

CASO III

El presente caso ocurrió en un motor generador de 9 cilindros, con un diámetro de cilindro de 280 mm, que opera a una velocidad media / alta de alrededor de 1000 rpm.

Mientras se navegaba con dicho generador en servicio, se activó la alarma de detección de niebla en el cárter, a lo que el ingeniero de servicio acudió a investigar. Al acercarse al motor, se percató de un ruido mecánico de gran intensidad por lo que el motor fue dejado de inmediato fuera de servicio.

Una inspección del cárter reveló que ambos cojinetes superiores e inferiores del descanso de bancada que estaba ubicado entre los cilindros N° 5 y 6 estaban prácticamente ausentes, por lo que el cigüeñal había estado operando metal con metal.



**Figura N°85:
Daños en sección de cojinete superior**

Los daños indicaron que la sección superior de cojinete había sido desgastada, por lo que casi todo el metal blanco estaba ausente (Figura N°85). El impacto en la sección inferior de cojinete fue de gran magnitud, provocando que esta se doblara de tal forma que quedó totalmente deformada (Figura N°86).

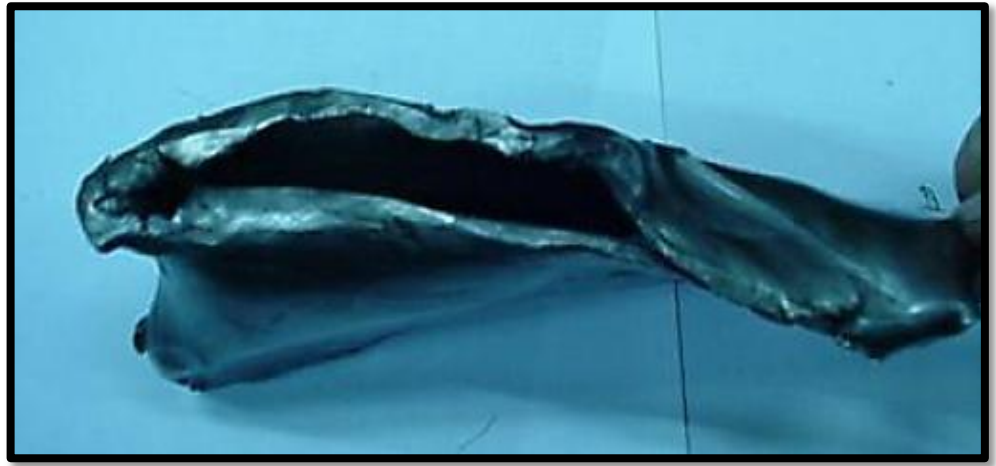


Figura N°86:
Daño en sección inferior de cojinete



Figura N°87:
Desgaste ocasionado por efecto metal con metal

En la Figura N°87, se puede apreciar la condición de desgaste en que quedó el muñón de bancada producto de la fricción producida por el efecto metal con metal.

El aumento del claro entre cojinetes y cigüeñal, dio origen a un excesivo juego entre estos, ocasionando un contacto leve entre la biela y los contrapesos de cigüeñal. La frotación o contacto dio el color azulado que se aprecia en la sección inferior de cabeza de biela (Figura N°88).



Figura N°88:
Desgaste producido entre biela y contrapesos

Como procedimiento de análisis de falla se inspeccionó la línea de suministro de aceite lubricante que llegaba al muñón de bancada. Una vez inspeccionada dicha línea, se realizó un análisis de aceite, lo que arrojó como resultado que el lubricante está dentro de los parámetros normales de funcionamiento, no habiendo indicios de disolución de combustible.

Durante las reparaciones todos los cojinetes de biela y los cojinetes de bancada fueron examinados, no encontrándose más daños, con excepción del ya mencionado.

Como información anexa, se indicó que el motor tenía 800 horas de servicio, luego de haber sido reacondicionado el cigüeñal en su totalidad.

La prueba de dureza del muñón indicó que los resultados estaban muy por arriba de los máximos permitidos, por lo que se procedió a rectificar el cigüeñal. Esta operación se efectuó hasta llegar a los 1,6 mm, donde se indicó que la dureza seguía siendo inaceptablemente alta, entonces

como esta medida de rectificadado se acercaba al límite permitido, se tomó la decisión de reemplazar el cigüeñal.

Para los efectos de reparación todos los cilindros fueron removidos, incluyendo todos los equipos auxiliares como bombas y filtros de aceite lubricante, bombas de agua de chaqueta y el enfriador de aire. El Block fue soltado y separado del cárter, para después ser levantado con cadenas en bloque (Figura N°89) y colocado sobre soportes (Figura N°90).



Figura N°89:
Desmontaje de Block con cadenas en bloque

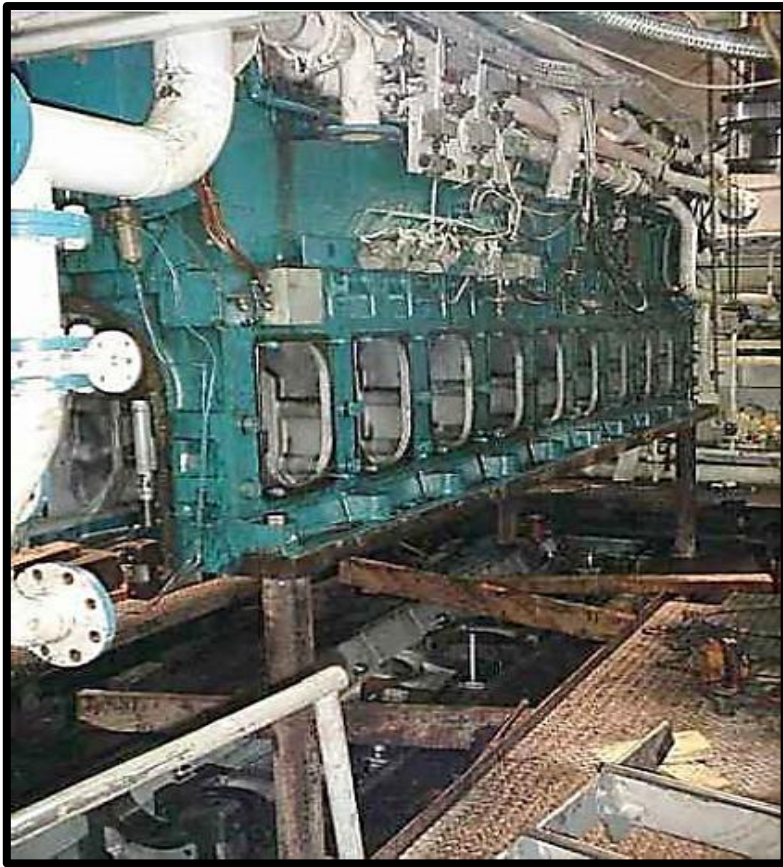
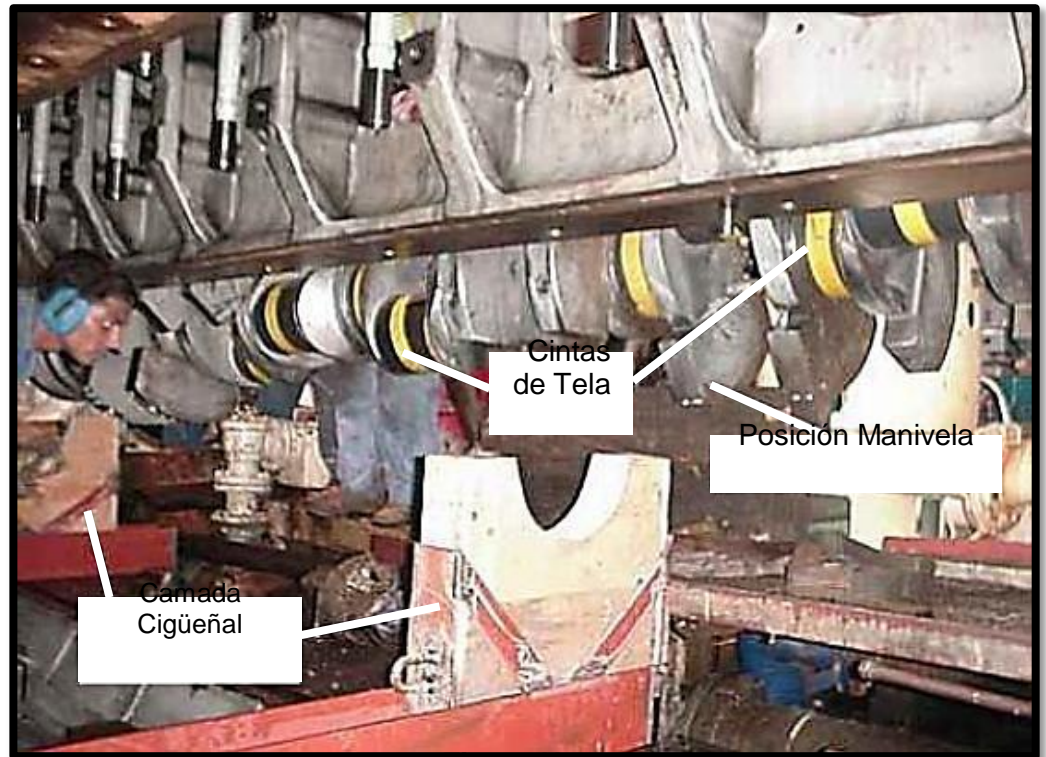


Figura N°90:
Block sobre soportes

Una vez que el aceite lubricante fue drenado, se procedió a instalar el cigüeñal usando cadenas en bloque. Para evitar posibles rayaduras y flexiones mientras duraba la instalación se utilizaron cintas de tela que se extendieron alrededor de los muñones, para luego llevar a su posición final (Figura N°91). Posteriormente al lograr bajar el cigüeñal, este se montó y se procedió a alinear y ajustar.



**Figura N° 91:
Montaje Cigüeñal**

Dado el grado de deterioro del cigüeñal y la imposible determinación de la causa de falla, se planteó como única posibilidad de solución el retiro de éste. En lo que se refiere al amortiguador de vibraciones, se indicó que este había sido renovado cinco años antes de lo que recomendaba el fabricante, por lo tanto, era imposible que existieran problemas producto de las vibraciones torsionales, por lo que las interrogantes se enfocaron en un posible mal alineamiento.

Ninguna evidencia de avería pudo ser encontrada producto de un mal funcionamiento en el sistema de lubricación y era imposible que con una falla en este sistema, la unidad haya funcionado con éxito durante 800 horas.

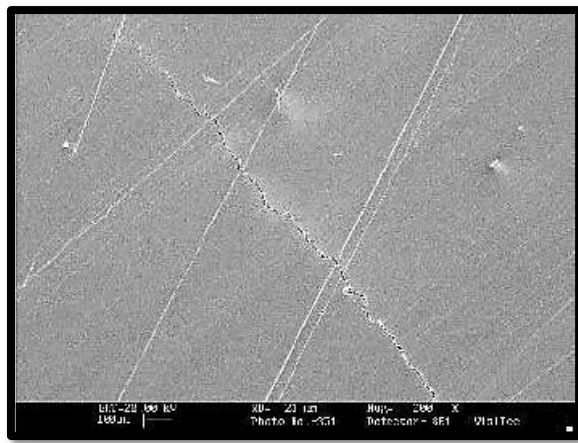
Las marcas de rayaduras se observaron en varios cojinetes y probablemente fueron causadas por no realizar cambios oportunos de filtros de aceite lubricante, además, cuando se realizaba el cambio de

éstos, los depósitos no eran drenados ni limpiados antes de la inserción de filtros nuevos. Estas marcas conducen a una pérdida desproporcionada de la superficie de carga del cojinete, debido principalmente a la pérdida gradual de la película de aceite lubricante, pero como los daños en las secciones de cojinete son tan graves, lo anterior no puede ser probado o refutado.

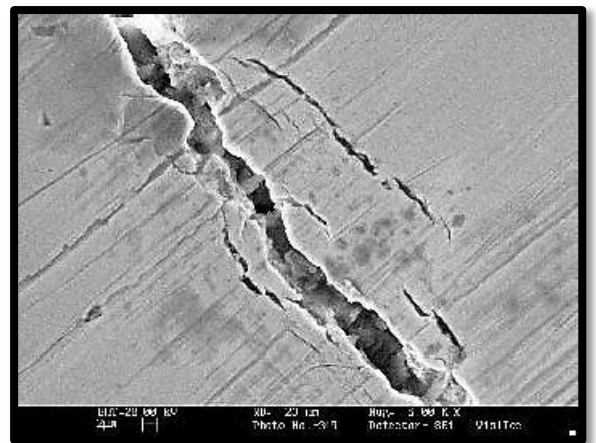
Finalmente se detectó que la ovalización de la cabeza de biela estaba en los límites permitidos por el fabricante. Es por esto y tiene sentido que ésta fuera la causa más probable que ocasionó la falla.

CASO IV

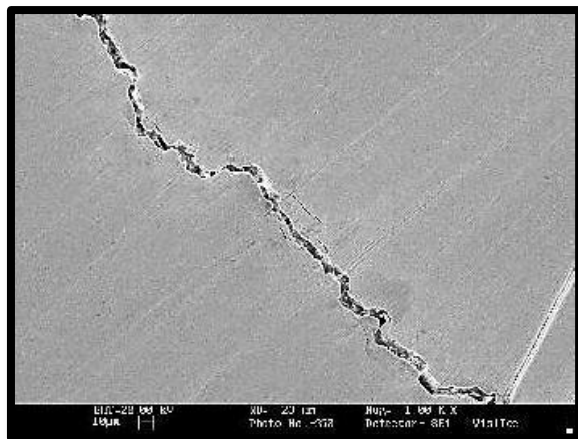
La presente avería ocurrió en una nave propulsada por dos motores HYUNDAI MAN B&W modelo 6L23 / 30H, de 6 cilindros c/u con disposición en línea, los que proporcionaban una potencia de 1225 BHP a 900 rpm. La falla está relacionada con la instalación de una caja reductora, en la cual uno de los motores sufrió una fractura de cigüeñal, la cual se supone se debió a fatiga de material. Esta se produjo en el muñón de bancada N°3.



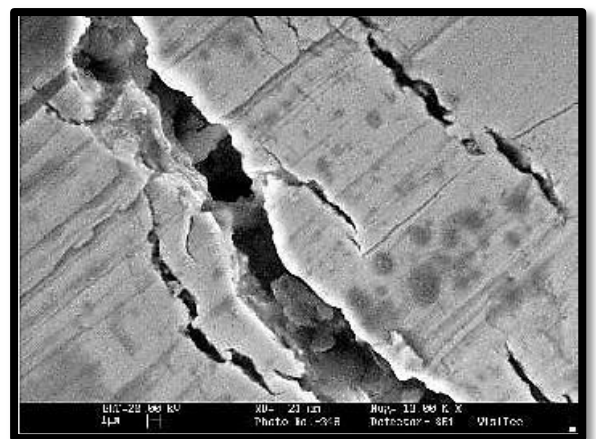
(A) x 200



(C) x 5000



(B) x 1000



(D) x 10000

**Figura N°92:
Imágenes de fisura con lente microscópico**

Pareciera que como consecuencia del material abrasivo en el aceite lubricante, los ejes de los dos motores, debieron ser re-esmerilados después de solamente 800 horas de servicio. Desafortunadamente, producto de esta operación, 0.13 mm fueron removidos desde los muñones tanto de biela como de bancada, lo que constituyó una seria debilidad del cigüeñal. También se reportó que el método de Tinta Penetrante, mostró ser más sensible que el de Partículas Magnéticas, al mostrar grietas extremadamente finas o micro-grietas, las que luego fueron detectadas en una exhaustiva inspección con un lente microscópico, como se puede apreciar en las Figura N°92 (A), (B), (C) y (D), de donde la ampliación se realizó 200, 1000, 5000 y 10000 veces, respectivamente, su tamaño real.

Luego de establecer que el cigüeñal había fallado solamente 80 horas después del re-esmerilado, se dejó como antecedente para los restantes 370 motores del mismo tipo, los cuales estaban proyectados para operar sobre las 150000 horas, sin que el eje necesitara ser re-esmerilado.

Tampoco se encontró evidencia de descansos desalineados o desgastes excesivos que fueran causal de la falla, por lo mismo se atribuyó enteramente al proceso de re-esmerilado, lo cual fue causado solamente por el uso de aceite contaminado. Este incidente eleva los peligros de operación, tal como el re-esmerilado realizado en materiales típicos endurecidos.

CONCLUSIONES

Con el estudio del cigüeñal se logra dimensionar el verdadero valor de este componente porque éste permite dar movimientos y vida a la nave, ya sea propulsando u obteniendo energía respectivamente.

Si bien es cierto existen múltiples agentes que afectan el funcionamiento correcto del eje cigüeñal, desde su origen en la etapa de proyecto hasta su fabricación, cabe destacar dentro del funcionamiento del mismo, la ausencia de lubricación como factor detonante en el desgaste, que fueron estudiadas a pesar de que éstas no pueden ser intervenidas una vez que el cigüeñal se encuentre en funcionamiento.

Un elemento externo, pero de mucha utilidad para la mantención del cigüeñal, son los cojinetes tanto como función protectora e indicador predictivo de posibles averías. La falla preponderante sigue siendo la falta de lubricación, causante principal del desgaste lo que conllevaría sucesivamente a alterar el funcionamiento del cigüeñal. Los cojinetes al ser un elemento esencial, son efectivamente controlados bajo regulares inspecciones, con esto se podrá evitar daños mayores que puedan afectar al cigüeñal.

Finalmente se pueden conocer muchos conceptos teóricos acerca del cigüeñal y su funcionamiento, pero al reconocer las principales averías que se pueden presentar, se logra concluir que es imprescindible el accionar preciso, observador y minucioso del ingeniero de máquinas a cargo. Lo anterior se logra mediante un estricto control de calibraciones basándose en las recomendaciones proporcionadas por los diseñadores, análisis periódicos de lubricantes, detallados registros y conocimientos empíricos.

GLOSARIO

Acero Forjado: son los aceros que han sufrido una modificación de su forma y estructura interna, mediante la acción de un trabajo mecánico de forja (impacto o presión) realizado a temperatura superior a la de recristalización. Esta deformación controlada del metal, realizada a alta temperatura, produce mejor calidad metalúrgica y mejora las propiedades mecánicas del acero, permitiendo que éstos posean una estructura muy fibrosa, un punto de fusión muy elevado y que sean muy resistentes y tenaces. Por lo anterior, todas las piezas de acero forjado deben ser sometidos a tratamientos térmicos.

Acero Fundido: acero producido a través del vertido de metal fundido sobre un molde hueco, por lo general elaborado de arena o arcilla. El principio de fundición es simple, ya que se funde el metal, se vacía en un molde y se deja enfriar. La ventaja del proceso de fundición es que piezas con formas complejas se pueden fabricar a costos menores que otros procesos, esto debido a las variadas formas de los moldes y a la realización de éstos. Los mismos elementos de aleación que se utilizan en aceros para forjar se emplean con los aceros para fundición, a fin de mejorar la resistencia y otras propiedades mecánicas. Las fundiciones de acero no permiten operaciones de forja, pero si pueden ser tratadas térmicamente a fin de modificar las propiedades mecánicas y a diferencia de los hierros fundidos, pueden ser soldadas. Las características principales de los aceros fundidos son la resistencia a la abrasión, al calor, a los impactos y a las deformaciones.

Austenita: es el constituyente más denso de los aceros y está formado por una solución sólida por inserción de carbono en hierro gamma. La cantidad de carbono disuelto varía de 0,8% al 2% C, que es la máxima solubilidad a la temperatura de 1130°C. La austenita no es estable a la temperatura

ambiente, pero existen algunos aceros al cromo-níquel denominados austeníticos cuya estructura es austenita a temperatura ambiente. La austenita está formada por cristales cúbicos centrados en las caras, con una dureza de 300 Brinell, una resistencia a la tracción de 100 kg/mm² y un alargamiento del 30%.

Bancada: esta es una sola pieza construida preferentemente de hierro fundido. Sirve de soporte para el bastidor del motor de apoyo para los cojinetes de bancada de cigüeñal y de recipiente colector para el aceite lubricante.

Caballo de Fuerza: medida o unidad de potencia, también denominada HP (Horse Power). El HP es una unidad de medida inventada por James Watt quien estimó, de un modo bastante arbitrario, que 1 HP sería la potencia necesaria para transportar 75 kilos a un metro de distancia en un segundo. Es común que la potencia sea indicada en HP, CV, PS o BHP, sin embargo, la única unidad de medida aceptada por el sistema métrico es el kilowatt (kW). Se debe tener en cuenta que respecto de las unidades de potencia Inglesas existe una diferencia de aproximadamente del 2%, de modo que un CV o PS equivale a 0,986 HP. En todo caso, como la diferencia es pequeña, es habitual que se consideren como similares.

1 HP	=	0,74568 kW
1 HP	=	1,01384 CV
1 CV	=	0,73549 kW

Cementado: consiste en el endurecimiento de la superficie externa del acero al bajo carbono, quedando el núcleo blando y dúctil. Como el carbono es el que genera la dureza en los aceros en el método de cementado se tiene la

posibilidad de aumentar la cantidad de carbono en los aceros de bajo contenido de carbono antes de ser endurecido. El carbono se agrega al calentar al acero a su temperatura crítica mientras se encuentra en contacto con un material carbonoso. Los tres métodos de cementación más comunes son: baño, líquido y gas.

Ductibilidad: capacidad de un material para ser deformado plásticamente sin presentar fractura. Usualmente se expresa como el porcentaje máximo de elongación que alcanza una barra del material al ser estirado.

Dureza: conocida comúnmente como la característica de la deformación local, concentrada en un pequeño volumen de su superficie exterior, o simplemente como la resistencia que opone un material al tratar de ser rayado o penetrado por otro. La dureza está relacionada con las propiedades elásticas y plásticas de un material, la cual es el resultado del tratamiento térmico o el trabajo efectuado sobre el mismo. La medición se realiza aplicando una fuerza determinada mediante un penetrador conocido el cual se aplica sobre la pieza de trabajo. Existen varios métodos para determinar la dureza, los de mayor aplicación son el Rockwell, Brinell y Vickers.

Elasticidad: capacidad de un material elástico para recobrar su forma al cesar la carga que lo ha deformado. Se llama *límite elástico* a la carga máxima que puede soportar un metal sin sufrir una deformación permanente. Su determinación tiene gran importancia en el diseño de toda clase de elementos mecánicos, ya que se debe tener en cuenta que las piezas deben trabajar siempre por debajo del límite elástico, se expresa en kg/mm^2 .

Esfuerzo Admisible: también denominado esfuerzo de trabajo, se define como el límite (esfuerzo) de proporcionalidad dividido por un coeficiente de seguridad. Para esfuerzos inferiores al límite de proporcionalidad, el material

puede considerarse perfectamente elástico, o sea que el material una vez retirada la carga no recibe deformación residual. Por el contrario, por encima de este límite parte de la deformación es plástica, es decir, se presentan deformaciones permanentes o residuales. Para que la estructura esté siempre en condiciones elásticas y no existe la posibilidad de deformaciones permanentes, el esfuerzo de trabajo o admisible debe adoptarse por debajo del límite de proporcionalidad, obteniéndose esto al aplicar un coeficiente de seguridad, el cual va a depender de las aplicaciones que se le dé al material.

Estampa: Dar forma a una plancha metálica por percusión entre dos matrices, de forma que queden altibajos en su superficie.

Eutética: como las aleaciones tienen normalmente puntos de fusión más bajos que los componentes puros, se denomina mezcla eutética a la composición que posee un punto de fusión inferior al de otra mezcla cualquiera de los mismos componentes.

Fatiga: si se somete una pieza a la acción de cargas periódicas (alternativas o intermitentes), se puede llegar a producir su rotura con cargas menores las que pueden producir deformaciones.

Fragilidad: propiedad que expresa falta de plasticidad y, por lo tanto, de tenacidad. Los materiales frágiles se rompen en el límite elástico, es decir, su rotura se produce espontáneamente al rebasar la carga correspondiente al límite elástico.

Granos: cristales con que se estructuran internamente los metales y los cerámicos. En cada grano los átomos están arreglados con la red cristalina en una sola orientación.

Martensita: es una fase meta-estable de estructura tetragonal, obtenida por un enfriamiento brusco de una solución sólida intersticial y que se forma

mediante un movimiento de cizalladura en la red. Esta estructura se describe, al ser observada al microscopio, como agujas o fibras rectilíneas muy finas orientadas en direcciones paralelas y separadas. Su dureza depende del porcentaje de carbono que tenga en solución y está comprendida entre 25 y 67 HRC, aproximadamente.

Mono-cilíndrico: motor que consta de un solo cilindro.

Plasticidad: capacidad de deformación permanente de un metal sin llegar a rotura.

Poli-cilíndricos: motor que constituido por más de un cilindro.

Potencia Específica: se denomina potencia específica a la relación entre la potencia de un motor y su cilindrada total. Se utiliza para comparar el rendimiento en los motores con diferente cilindrada. La mayor potencia específica se obtiene de los motores de pequeña cilindrada que pueden girar a altas revoluciones.

Procedimiento SIEMENS-MARTIN: proceso para fabricar acero conocido también con el nombre de “horno abierto”. Hierro en lingotes, chatarra de alta gradación se derriten en un horno descubierto por medio de llamas de gas dirigidas contra ellos desde arriba. La materia prima se pone en un horno en forma de cubeta, forrada interiormente con ladrillos refractarios y cubierta con un domo bajo de ladrillos refractarios también. Gases productores de calor y aire caliente son dirigidos hacia el domo donde queman a temperatura muy alta. Los ladrillos refractarios del forro interior pueden ser principalmente de arena refractaria pero si la materia prima contiene demasiado fósforo, se usa un forro especial de Magnesia y Cal.

Rechupes: Es una discontinuidad propia de las piezas coladas, que se presenta en forma de cavidad, y que se origina debido a la contracción del metal durante la solidificación.

Régimen(es): velocidad angular. Referido a un motor, se expresa normalmente como revoluciones por minuto (rpm). El régimen de ralentí es en el que queda un motor cuando está en marcha y no es acelerado o sometido a cargas. El régimen de par máximo o potencia máxima es la velocidad angular en la que el motor alcanza esos valores. El régimen máximo es el límite de la aceleración o carga del motor.

Resiliencia: resistencia de un metal a su rotura por choque o impacto.

Resistencia: capacidad de los materiales para soportar esfuerzos. Se determina cuantificando la fuerza máxima por unidad de área de sección que resiste un material antes de romperse.

Revenido: es un tratamiento complementario del temple, que generalmente sigue a éste. Al conjunto de los dos tratamientos también se denomina "bonificado". El tratamiento de revenido consiste en calentar el acero después de normalizado o templado, a una temperatura inferior al punto crítico, seguido de un enfriamiento controlado que puede ser rápido cuando se pretenden resultados altos en tenacidad, o lento para reducir el máximo las tensiones térmicas que pueden generar deformaciones. Cuando se pretenden los dos objetivos, se recurre al doble revenido, el primero con enfriamiento rápido y el segundo con enfriamiento lento hasta -300°C.

Temple: endurecimiento del acero que normalmente se obtiene calentándolo al rojo vivo (alrededor de 800°C) y después enfriándolo súbitamente por inmersión en un líquido.

Tenacidad: capacidad de un acero para absorber energía de golpes o deformación. Generalmente se mide cuantificando el trabajo necesario para deformarlo hasta provocar su fractura y dividiéndolo entre el volumen del material deformado. La tenacidad requiere la existencia de resistencia y plasticidad.

Tratamiento Térmico: operación de calentamiento y enfriamiento a temperaturas y en condiciones determinadas a que se someten los aceros para conseguir las propiedades y características más adecuadas a su empleo o transformación. No modifican la composición química, pero sí otros factores tales como los constituyentes estructurales y como consecuencia las propiedades mecánicas.

