

T
621.67
C397
C.2



BIBLIOTECA

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería Mecánica



"ANALISIS Y CORRECCION DE FALLA EN EMBRAGUES
CON CARGA LATERAL"

INFORME TECNICO

Previo a la Obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

Fiorello Centanaro S.


ISBN: 9970-9-00000-0

Guayaquil

-

Ecuador

1990



AGRADECIMIENTO

Mi especial reconocimiento al INGENIERO MANUEL HELGUERO ,
Director del Informe Técnico, por el excepcional apoyo
brindado para la elaboración de éste Informe.

Igualmente al SEÑOR LEONARDO BRUBAKER gerente de la
Empresa IIASA por la colaboración concedida.

DEDICATORIA



BIBLIOTECA

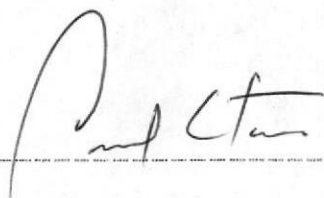
A MI FAMILIA

DECLARACION EXPRESA

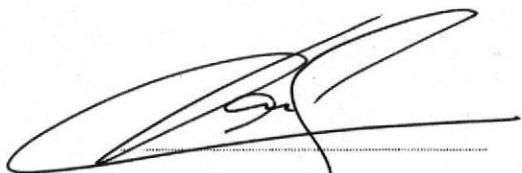
DECLARO QUE:

"Este Informe Técnico corresponde a la Resolución de un problema práctico relacionado con el perfil profesional de la Ingeniería Mecánica.

(Reglamento de graduación mediante la elaboración de Informes Técnicos).



FIORELLO CENTANARO S.



ING. NELSON CEVALLOS
DECANO DE LA FACULTAD



ING. MANUEL HELGUERO
DIRECTOR DE INFORME TECNICO



ING. GUILLERMO URQUIZA

TRIBUNAL DE GRADO

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

I. ANTECEDENTES Y OBJETIVOS

1.1 ANTECEDENTES

1.2 JUSTIFICACION TECNICO ECONOMICO

1.3 OBJETIVOS.

II. DEFINICION DEL PROBLEMA.

2.1 DESCRIPCION DE UN SISTEMA DE BOMBEO PARA CAMARONERAS, CON TRANSMISION DE POTENCIA POR POLEAS.

2.2 CARACTERISTICAS DE DISEÑO Y FUNCIONAMIENTO DE LOS EMBRAGUES.

2.3 DETERMINACION DE LOS PARAMETROS PARA LA SELECCION APROPIADA DE UN EMBRAGUE.

2.4 ANALISIS DE LA FALLA PRESENTADA EN LOS EMBRAGUES.

2.5 ALTERNATIVAS DE SOLUCION.

III. CORRECCION DE LA FALLA

3.1 SOLUCIONES A FUTURO.

3.2 MODIFICACIONES DE LOS SISTEMAS EXISTENTES

3.3 ANALISIS DE RESULTADOS.

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

APENDICE

BIBLIOGRAFIA

RESUMEN

Al inicio de la década de 1980, se desarrolló en la costa ecuatoriana, un crecimiento acelerado, de la crianza en cautiverio del camarón. Como es de dominio general, esta crianza consiste, en sembrar piscinas de gran extensión, con larvas de camarón, las cuales luego de un proceso controlado, alcanzan un tamaño comercial.

Uno de los factores más importantes, en el éxito del negocio, es contar con una renovación constante de agua salada, lo cual se asegura con grandes equipos de bombeo, entre los cuales los más comunes, son los conformados, por una bomba centrífuga de 500 mm. de diámetro y un motor diesel de velocidad intermedia, realizándose la transmisión de potencia a través de poleas, como mecanismo apropiado para "tomar" la carga en una forma suave, ya que la inercia del sistema es muy considerable.

Como miembro del Departamento de Servicio del distribuidor de motores CATERPILLAR, me correspondió encontrar las causas y su correspondiente solución, a un serio problema que se presentó en los embragues empleados en uno de los modelos de motor, el cual había sido

vendido en gran cantidad para accionar grupos de bombeo para camaroneras.

Estos embragues, de tipo seco, estaban constituidos básicamente, por un disco deslizante de fibra, dentado exteriormente, el cual a través de un mecanismo de presión, se adhiere a dos platos de metal, obteniéndose de esta manera, un acople suave entre el motor y la bomba.

El problema consistió en que, los embragues comenzaron a tener un porcentaje de fallas elevado, a pocos cientos de horas de uso, cuando el mantenimiento normal, debería ser entre las tres y cuatro mil horas de funcionamiento. La falla tenía como principales características, que los dientes del disco, se desgastaban aceleradamente, y en menor proporción, tanto los cojinetes como el árbol del embrague presentaban un desgaste profundo. Naturalmente la falla del embrague implicaba la paralización del bombeo de agua con el consecuente reclamo de los propietarios.

Los pasos seguidos en la investigación del problema, fueron un análisis de los componentes fallados, así como de las instalaciones en donde éstos funcionaban. El estudio a fondo del problema, sustentado en cálculos efectuados, análisis de tablas de resistencia del embragues, bandas y otros componentes asociados, dió como

resultado, que el embrague era una mala selección para la aplicación en la que fallaba.

Para el futuro mediato, se reemplazó el modelo de embrague pero para obtener una solución a los grupos en operación, esta alternativa representaba un costo de 1500 dólares por unidad; en consecuencia, basado en los resultados de los cálculos y la investigación, se experimentaron una serie de modificaciones, consiguiéndose en la mayoría de los casos, reducir el problema a los márgenes normales.

Al presentar este informe, como alternativa a un Informe Técnico, previa a la obtención de mi Título de Ingeniero, lo hago con la convicción, de que siendo nuestro país, un consumidor de Tecnología, existen campos importantes como la selección apropiada de equipos y maquinarias, en los cuales podemos utilizar, tanto nuestra formación académica, como nuestro criterio y sentido común, a los cuales la ESPOL ha contribuido en una forma decisiva.

INDICE DE FIGURAS

- FIGURA #1 : PLANO TIPICO DE UNA CAMARONERA.
- #2 : INSTALACION TIPICA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.
- #3 : INTALACION TIPICA DE UNA BOMBA AXIAL.
- #4 : ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UN EMBRAGUE.
- #5 : EMBRAGUE INDUSTRIAL TIPO MONODISCO SECO.
- #6 : HOJA DE ESPECIFICACIONES MOTOR 3208.
- #7 : ACCESORIOS PARA MOTOR 3208.
- #8 : ESQUEMA EMBRAGUE-POLEA.
- #9 : DISCO DE EMBRAGUE NUEVO.
- #10: FALLA TIPICA DEL DISCO.
- #11: EMBRAGUE INDUSTRIAL TIPO MONODISCO SECO.
- #12: VISTA SUPERIO DE DIENTES DESGASTADOS.
- #13: VISTA FRONTAL DE LOS DIENTES DESGASTADOS.
- #14: MOTOR EQUIPADO CON EL MOTOR AFECTADO.
- #15: EXTREMO ANTERIOR DEL ARBOL DEL EMBRAGUE.
- #16: CORONA DENTADA DE ACERO CON DIENTES DESGASTADOS TIPICOS DE LA FALLA.
- #17: VISTA CERCANA DE DIENTES DESGASTADOS DE LA CORONA.
- #18: DESGASTE NORMAL DE DIENTES A LAS 2100 HORAS.
- #19: ESQUEMA DE UNA FUGA AXIAL DEL CIGUEVAL.
- #20: ESQUEMA DE INSTALACION DE BOMBA EN CULDEMAR.
- #21: TABLA DE PERDIDAS POR FRICCION EN TUBERIAS Y

ACCESORIOS.

#22: CURVAS DE RENDIMIENTO DE BOMBA HIDROSTAL
L20DA.

#23: POLEAS TIPO A Y TIPO B.

#24: CURVA DE RENDIMIENTO DEL MOTOR 3208

INDICE DE TABLAS

- TABLA #1 : CLASIFICACION DE EMBRAGUES POR NUMERO DE DISCOS Y DIAMETROS.
- #2 : CAPACIDAD DE POTENCIA DEL EMBRAGUE POR RPM.
- #3 : RESISTENCIA LATERAL DEL EMBRAGUE 111-SP A 1700 RPM.
- #4 : VIBRACIONES TOMADAS EN CULDEMAR.
- #5 : NIVEL DE VIBRACIONES CON EMBRAGUE REPARADO EN CULDEMAR.
- #6 : EMBRAGUE 111-SP.
- #7 : POLEAS TIPO C.
- #8 : MEDICIONES DE DESGASTE DE DISCO EN CULDEMAR.
- #9 : CARGA LATERAL PERMISIBLE DEL EMBRAGUE 211-SP EN LIBRAS A DISTINTOS VALORES DE "X".
- #10: FACTOR DE SEGURIDAD DEL EMBRAGUE A VARIOS VALORES DE "X".
- #11: CARGA LATERAL DE LOS MOTORES 3208 CON FALLA.

CAPITULO I

ANTECEDENTES Y OBJETIVOS

1.1 ANTECEDENTES

El presente informe, ha sido elaborado en base a una experiencia de trabajo, relacionada con la presencia de una falla mecánica, cuyas características serán descritas en los capítulos subsiguientes, en embragues, también llamados tomafuerza empleados en la transmisión de potencia, en grupos de bombeo de agua de gran caudal, en las piscinas camaroneras.

El desarrollo de la industria camaronera en el Ecuador y su importancia significativa en la economía del país, son de dominio público y por lo tanto al hablar de "Camaroneras" solo nos referiremos a aquellas partes pertinentes a nuestro

propósito, en la forma más breve posible. En el Capítulo V se incluyó un Glosario de términos empleados en esta actividad, para mayor claridad del informe.

Con esta breve introducción, se puede entrar en los antecedentes del problema, siendo los principales hacer un rápido análisis de la situación socio-económico del Ecuador al inicio de la década de 1980.

El gran flujo de divisas de la bonanza petrolera aún no se detenía por cuanto los precios internacionales bordeaban los cuarenta dólares por barril de crudo, en consecuencia había dinero suficiente para promover las actividades económicas, en especial aquellas que se consideraban "no tradicionales" siendo este el caso de la industria camaronera.

Con este preámbulo, es la intención de éste informe poner énfasis, en la gran importancia del establecimiento de ésta nueva actividad, no solo para los empresarios, sino también para aquellos negocios relacionados con la misma. Entre estos uno de los más importantes es la provisión de los equipos mecánicos para el funcionamiento de las camaroneras, como bombas de agua, motores,

turbinas, maquinaria de movimiento de tierra para la construcción y mantenimiento de los muros y canales, etc

La Empresa IIASA, para la que presto mis servicios desde 1980 es la distribuidora para el Ecuador de la Marca CATERPILLAR, uno de los fabricantes de motores Diesel más conocidos a nivel mundial, intervenía significativamente en este mercado, en el que es necesario anotar que existe una gran competencia, con varios modelos de motor, entre estos, el 3208, un motor de 8 cilindros en V, con una gama de potencias entre 125 y 210 HP, dependiendo de la configuración y aplicación requerida.

Para su utilización en las camaroneras, la aplicación corriente del motor 3208, es accionar una bomba de agua, usualmente de tipo Centrífugo, con un diámetro en la succión de 500 mm y un caudal del orden de $0.8 \text{ m}^3/\text{seg}$; debido a que la velocidad de operación de estas bombas es de 600-800 RPM, es necesario reducir la velocidad del motor, desde 1500-2500 RPM, siendo la forma mas común y económica de hacerlo, el empleo de poleas y correas trapezoidales.

El elemento final en este grupo de bombeo es un

embrague, el cual permite arrancar el motor sin carga, y luego de un período adecuado de calentamiento, se conecta la bomba accionando el embrague. Sin éste mecanismo sería difícil poner en marcha el motor, ya que la inercia de la bomba es muy elevada.

La falla, motivo de éste informe, consistió en un desgaste prematuro y en ciertos casos a los pocos cientos de horas de servicio, de los componentes internos del embrague, específicamente del disco de fricción, los cojinetes y el extremo anterior del árbol.

Esta anomalía, que de haberse producido en un pequeño porcentaje, pudiera haber sido atribuido a un defecto de material, se comenzó a presentar con una frecuencia elevada, determinándose en su oportunidad que el porcentaje de embragues fallados, alcanzaba al 50% de las unidades en operación.

Aunque los daños producidos, eran de fácil reparación, normalmente reemplazar las partes afectadas, las circunstancias en las que se desenvuelve la operación de los grupos de bombeo, convertía a este problema, en una situación álgida, ocasionando por lo tanto la natural preocupación de

la empresa proveedora de los motores, por cuanto éste problema representaba un fuerte factor de desprestigio en relación a la calidad de los equipos ofrecidos al público.

En consecuencia, además de hacer las reparaciones necesarias, con cargo a la garantía de funcionamiento de los motores, se dió los pasos necesarios para iniciar una investigación, sobre la naturaleza y causas de la falla, así como de su ulterior corrección.

Habiéndome designado para realizar esta investigación, me correspondió utilizar mis conocimientos teóricos y prácticos adquiridos en la ESPOL, así como varios años laborando en mantenimiento, especialmente de motores diesel, para llegar a una solución final del problema.

1.2 JUSTIFICACION TECNICO-ECONOMICA

Como se mencionó, estos hechos se produjeron en el año 1981, cuando la mayor cantidad de camaroneras existentes en el país, estaban en su proceso final de construcción, y muchas de ellas se encontraban en la fase de selección y compra de sus equipos de bombeo, siendo por lo tanto imprescindible, eliminar un problema, que en un mercado, muy competitivo así

como el de los motores estacionarios, podría ser utilizado como un factor de descrédito por parte de otros proveedores, aparte de la natural aprensión que podría sentir un usuario, a adquirir una maquinaria a sabiendas de que existe un problema, que en el caso de las camaroneras es crítico, ya que parte del proceso de crianza del camarón, está basado en contar con un suministro de agua, constante y confiable.

Aunque es difícil de evaluar las pérdidas potenciales que podría haber ocasionado esta situación, podríamos considerar que entre 1980 y 1985 entraron en operación unas 50.000 Has. de piscinas camaroneras, lo cual implica, utilizando un promedio de 40 Has por grupo de bombeo, unos 1250 motores, posibles de venderse en esa época.

Obviamente, la participación de los motores CATERPILLAR en esta cantidad no es total, pero un 20 o un 30 % sigue siendo muy importante.

Por otro lado, en números concretos, el problema se presentó en 32 de 69 motores en operación a esa fecha, por lo que se hizo urgente, solucionar la falla, tanto por razones de orden ético como por así indicarlo expresamente, la garantía escrita proporcionada a los clientes.

En consecuencia, se fijó un plan de acción, y objetivos que se describen a continuación.

1.3 OBJETIVOS

Tomando en cuenta que a esa época, Octubre de 1981, teníamos 22 motores, o más apropiadamente, los embragues, con falla, y algunos de ellos con una segunda falla e incluso 2 motores con una tercera falla, y un potencial de fallas de las restantes 24 unidades, más unos 30 motores vendidos pero no instalados, o instalados pero sin entrar aún en funcionamiento, se estableció el siguiente plan:

- a.- Informar al personal de ingeniería de la fábrica CATERPILLAR, solicitando asistencia en la solución del problema.
- b.- Analizar los componentes afectados, para tratar de obtener una conclusión lógica de la naturaleza de la falla.
- c.- Revisar las instalaciones de los grupos de bombeo con o sin falla, para establecer posibles diferencias.
- d.- Corregir de ser posible, las causas de la falla, así como prever el daño en los motores sin problema.

e.- Obtener conclusiones y elaborar las recomendaciones necesarias, para que no se repita la situación en el futuro.

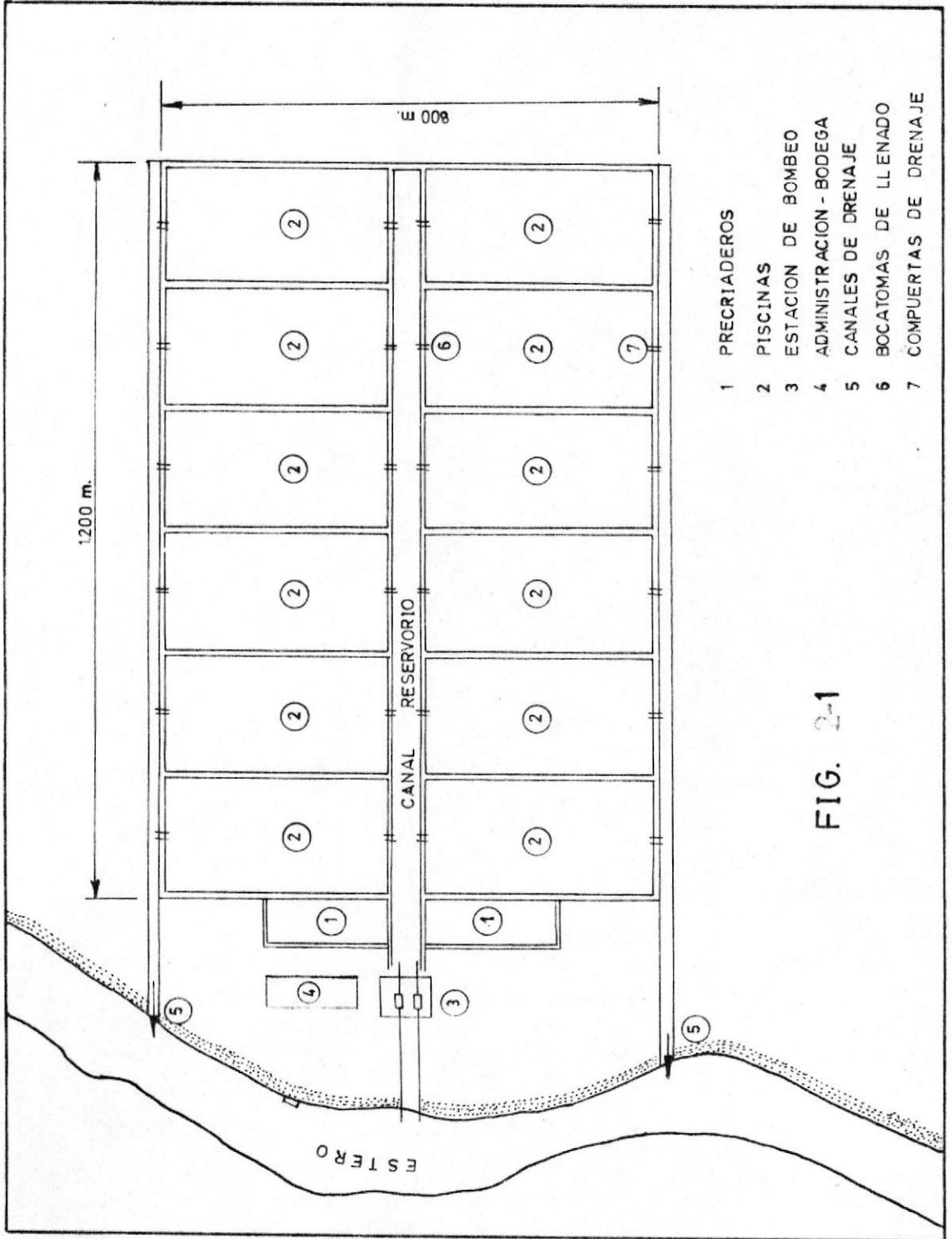
Una vez presentadas las generalidades de la falla, del problema creado y sus posibles consecuencias, pasamos a describir en detalle, en el Capítulo siguiente, los por menores tanto de los elementos mecánicos involucrados, así como la falla en sí mismo.

CAPITULO II

DEFINICION DEL PROBLEMA

En este Capítulo, será la intención de éste informe, presentar de una forma clara y precisa, todos aquellos elementos, que de alguna manera, directa o indirecta, intervienen o influyen, en el análisis del problema, así como de sus posibles soluciones. Cuando la ocasión lo amerite, se hará una descripción del significado de palabras especiales, caso de no ser así, pero siendo necesario aclarar los términos empleados, estos llevarán un asteriscos (*), y serán incluidas en el glosario de términos especiales que forma parte del Apéndice del Informe.

2.1 DESCRIPCION DE UN SISTEMA DE BOMBEO PARA CAMARONERAS, CON TRANSMISION DE POTENCIA POR POLEAS.



- 1 PRECRIADEROS
- 2 PISCINAS
- 3 ESTACION DE BOMBEO
- 4 ADMINISTRACION - BODEGA
- 5 CANALES DE DRENAJE
- 6 BOCATOMAS DE LLENADO
- 7 COMPUERTAS DE DRENAJE

FIG. 2-1

Es de dominio público, que básicamente, la crianza del camarón en cautiverio, consiste en mantener al camarón, desde su estado original de "larvas" en un medio apropiado para su crecimiento, que lógicamente sería el mar o los estuarios de los ríos antes de su desembocadura en el mar, pero que en éste caso son piscinas*, si cabe el término, ya que en la realidad son superficies cubiertas de agua, cuya área varía entre 5 y 20 hectáreas y una profundidad entre 0,50 y 1 metro. No siendo el propósito del informe, el hacer un relato extenso sobre las particularidades de la cría del camarón, sino únicamente de aquellas partes que atañen a nuestro problema, diremos que para llenar las piscinas, necesitamos un equipo de bombeo, y luego, para mantener las propiedades químicas del agua, dentro de márgenes propicios para el desarrollo del camarón, es necesario una renovación constante y controlada del agua, con lo cual básicamente se consigue, la reposición de un elemento vital para el camarón, como es, el oxígeno.

Lógicamente, cuando hablamos de renovación "controlada" del agua, ésta responde a muchos factores especiales del proceso, pero que en su mayoría depende del tipo de siembra* empleado; sin embargo, es importante anotar, que una vez se seleccione un método de crianza del camarón, el

bombeo de agua a las piscinas, debe cumplir con los requerimientos establecidos, siendo conveniente terminar esta introducción indicando, que no importa el método empleado, la renovación del agua es esencial para el desarrollo del camarón, y que su interrupción permanente, o aun temporal, será de catastróficos o negativos resultados en la crianza del mismo.

Antes de proceder a la descripción del equipo de bombeo, es conveniente presentar un diagrama de la que basicamente se conoce como una "camaronera". En él se pueden apreciar con claridad, los elementos principales de la misma: estero, estación de bombeo, canal reservorio, precriadero, piscinas, canales de drenaje.

Es importante indicar que en el diseño Físico de la camaronera, juega un papel preponderante la Topografía del terreno, ya que de esta depende la ubicación y configuración de los elementos ya enunciados, así como el volumen de movimiento de tierra necesario para conformar las piscinas y canales.

Una vez terminados, el diseño de la camaronera y la ubicación de la estación de bombeo, el siguiente paso es la selección, construcción e instalación



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

de, el o los equipos de bombeo escogidos, siendo la recomendación general al respecto que no es conveniente depender de una sola unidad de bombeo, ya que tendría que funcionar durante períodos largos, y su mantenimiento y reparaciones, no tendrían un margen de tiempo, que permita operar el proceso con éxito.

En consecuencia, en una gran mayoría de los casos, cuya excepción son quizás pequeñas camaroneras de 10-20 Has, las estaciones de bombeo están conformadas por dos o más equipos de bombeo, dependiendo la cantidad, lógicamente del tamaño de la camaronera, o del grado de confiabilidad, que sus propietarios deseen tener. Personalmente, he observado que la mayoría de las instalaciones fluctúan entre 50 y 150 hectáreas, utilizando de 2 a 4 unidades de bombeo, sin embargo, no son raras instalaciones de 200 o más hectáreas, y estaciones de 6 a 8 bombas.

Las posibilidades de selección de los equipos de bombeo son amplias, sin embargo debido a las características de las instalaciones, se han reducido a unos pocos tipos.

Por ejemplo, el método de accionamiento de bombas para instalaciones permanentes, más comúnmente

utilizado, es mediante el uso de motores eléctricos, pero para el caso de las camaroneras, cuya ubicación es generalmente lejos de las líneas de transmisión de energía eléctrica, e incluso muchas de ellas, están localizadas en islas como: Golfo de Guayaquil, Isla Puná, Archipiélago de Jambelí, etc. y aunque si hay unos pocos casos donde se emplea motores eléctricos, la gran mayoría, emplea motores de combustión interna, específicamente motores de combustible Diesel.

En lo que respecta a las bombas, por tratarse de bombas de gran caudal y poca altura de bombeo, las preferidas son las del tipo centrífugo y las de flujo axial, En la mayoría de los casos, las primeras son bombas con un diámetro de absorción de 300 a 800 mm, siendo las mas comunes las de 500mm, fabricadas en una carcasa de hierro fundido, y en su totalidad importadas del exterior.

El segundo tipo, las de flujo axial, son en su mayoría construidas localmente, empleándose láminas de acero, para la confección de sus elementos principales.

El método de acoplamiento entre el motor y la bomba también puede ser variado, pero por lo económico de la instalación, el acoplamiento preferido es por

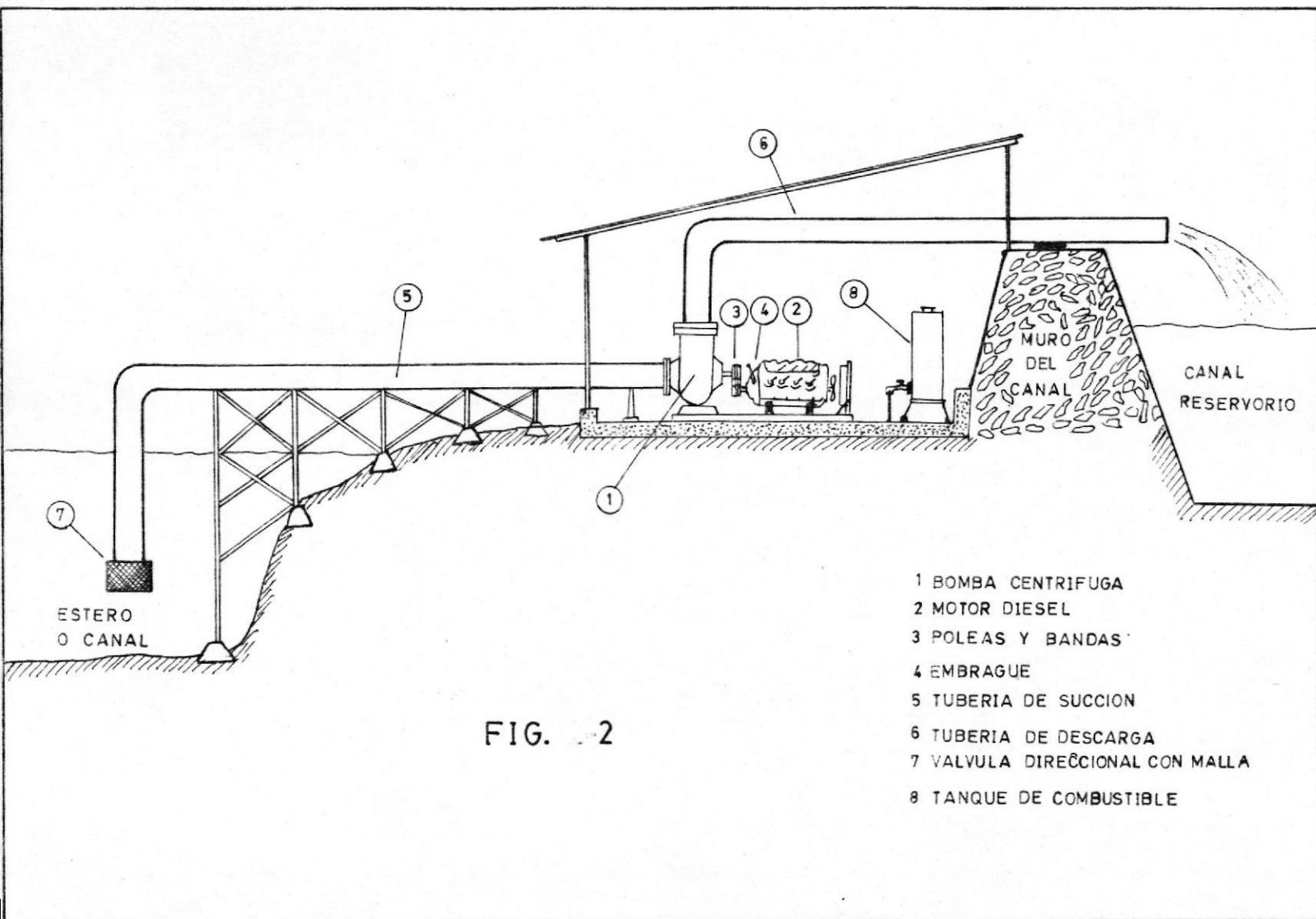


FIG. 2

- 1 BOMBA CENTRIFUGA
- 2 MOTOR DIESEL
- 3 POLEAS Y BANDAS
- 4 EMBRAGUE
- 5 TUBERIA DE SUCCION
- 6 TUBERIA DE DESCARGA
- 7 VALVULA DIRECCIONAL CON MALLA
- 8 TANQUE DE COMBUSTIBLE

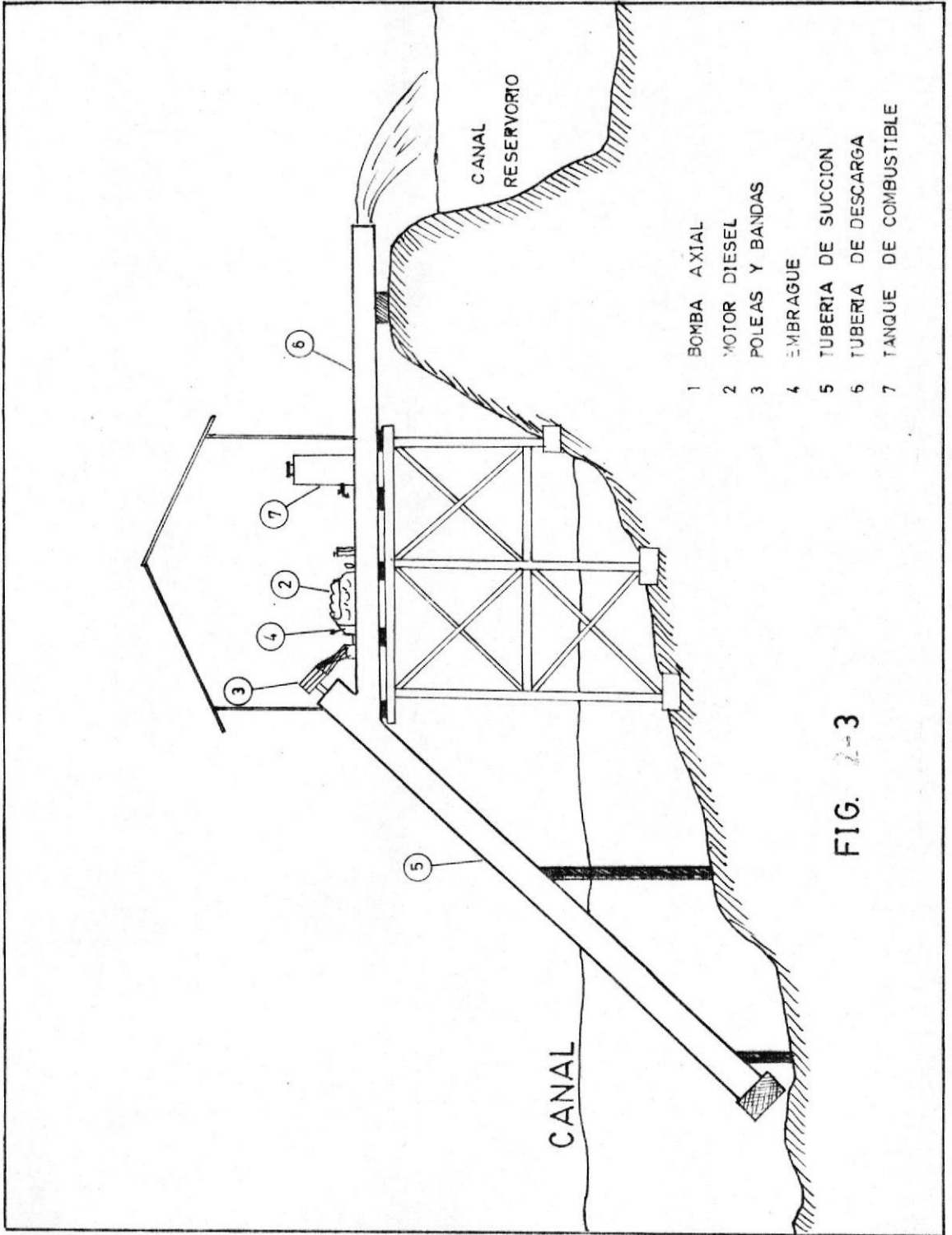


FIG. 2-3

poleas acanaladas y correas trapezoidales, mas comunmente llamadas "bandas en V" aunque también se utiliza en algunos casos cajas de reducción, principalmente con las bombas axiales.

Cuando se utiliza este último acoplamiento, el árbol de entrada del reductor y el árbol de salida del motor, giran sobre un mismo eje. Por razones de operación, entre los dos árboles, se intercalan un embrague, el cual va empernado a la caja del volante del motor, y un acople flexible o "matrimonio", el cual tiene por objeto, absorber pequeños desalineamientos entre el motor y el reductor, y a la vez proporcionar un medio que permita el desacoplamiento del motor y el reductor

Hay un punto que es importante aclarar, que es el porque son necesarios mecanismos de reducción de velocidad, entre el motor y la bomba, ya sean poleas, cajas de reducción, o cualquier otro tipo de mecanismo con el mismo objetivo. El punto de fondo, es que para los volúmenes de agua manejados, la velocidad de las bombas varian entre 500 y 1000 RPM, mientras que para la gama de potencias requerida, entre 50 y 300 HP, ésta es cubierta por motores Diesel de velocidad "intermedia", que se considera entre 1200 y 3000 RPM, siendo importante anotar que la industria de motores Diesel, en la

práctica ha abandonado la construcción de motores de estas potencias con velocidades por debajo de 1800 RPM, por cuanto implican que los cilindros, tanto su diámetro como carrera, deben ser de tamaño grande, tornándose costosa su fabricación, y por consiguiente, de difícil competitividad, en un mercado saturado como el de los motores de combustión interna.

En consecuencia, si aceptamos como un hecho, el que sea necesario, un mecanismo de reducción de velocidad, la otra alternativa importante, que nos queda por tratar, es la de poleas y bandas. En esta opción, ya no es necesario el acople flexible, ya que las bandas, fabricadas en caucho, lona y alambres o cables de varios materiales como acero, nylon o incluso fibras vegetales, constituyen por si mismo, un acople flexible, quedandonos unicamente entre el motor y la bomba, además de las poleas y bandas, el embrague, elemento el cual, es necesario indicar, no es absolutamente imprescindible, pero que para las características de operación del equipo de bombeo, es un mecanismo muy conveniente, y que si bien es cierto, el equipo en teoría podría funcionar sin el embrague, en la práctica, se ha hallado que su ausencia, conduce a fallas graves a tempranas horas de vida del motor. Mayores detalles de estas posibles fallas seran

enunciadas en el siguiente punto del temario que trata sobre los embragues en general.

Hemos llegado al punto, en el que ya contamos con un esquema de los elementos básicos de un equipo de bombeo, y ya que el informe trata específicamente de los equipos que emplean transmisión de potencia por poleas y bandas, en adelante, solo nos referiremos a estos.

Por lo tanto, el equipo básico de bombeo, está conformado por un bomba, que puede ser axial o centrífuga, un motor diesel tipo estacionario, y como mecanismo de acople entre ambos un par de poleas con sus respectivas bandas. Hay también un accesorio de uso casi obligatorio, que es el embrague, que en el caso de este Informe, es el punto principal a tratarse.

Además hay equipos complementarios lógicamente, los principales son la tubería de succión y descarga, una válvula direccional de uso obligatorio en las bombas centrífugas, la estructura de soporte de todos los elementos, el tanque de combustible, un equipo auxiliar de cebado de las bombas y algunos otras opciones menores que hacen más o menos sofisticado el conjunto. En las siguientes figuras, se ilustran dos instalaciones tipo, de

equipos de bombeo.

En el caso que nos ocupa, todos los casos de falla de los embragues, ocurrieron en instalaciones del tipo de la Figura #2. Esta representa una estación de bombeo a una mediana distancia del canal unos 15-20 metros pero existen casos donde las bombas estan a mayores distancias de hasta 30 metros, lo cual generalmente sucede porque las condiciones del suelo junto al canal no ofrecen condiciones de estabilidad para la cimentación de la estación de bombeo.

Este esquema es el preferido, pero hay muchas variantes, especialmente en lo que se refiere a la tubería de succión, la cual no siempre se la construye en posición horizontal, sino también inclinada, siguiendo el declive de la orilla, significando esto alguna economía en la estructura de soporte del conducto. La naturaleza del terreno algunas veces necesita cimentaciones especiales e incluso hasta pilotaje del suelo; las estaciones normalmente tienen una cubierta de protección. Las tuberías suelen ser de láminas de hierro o fibra de vidrio y sus soportes corrientemente se fabrican de madera incorruptible, de preferencia el mangle.

Las bombas Axiales, mostradas en la Figura #3

normalmente estan instaladas en estaciones fuera de la orilla del canal. Estas estaciones se hacen tanto de madera como de hormigón. Basicamente, el principio de funcionamiento es el mismo, pero se las construye sobre el agua, para lograr que el árbol propulsor de la bomba, no resulte demasiado largo lo cual reultaría en diámetros mayores del árbol de los cojinetes, y en general del conjunto.

Durante el período que me tocó investigar la falla de los embragues, habían 2 motores equipados con el embrague bajo análisis, que accionaban estas bombas, pero no fueron reportados con problemas, por lo que en adelante, cuando nos refiramos a equipos de bombeo, para efectos de este Informe, estaremos hablando solamente de equipos formados por bombas centrífugas.

Una vez detallado con mediana amplitud, el conjunto de la instalación, así como su importancia para el éxito del negocio, podemos pasar, a lo que constituye la materia de éste Informe o sea, el Embrague.

2.2 CARACTERISTICAS, FUNCIONAMIENTO Y CONSERVACION DE LOS EMBRAGUES

Según el libro "Diseño de Maquinas" de la colección

Schaum, un embrague es un implemento de rozamiento que permite la conexión y desconexión de ejes.

Hay muchos tipos de embragues, pero el más popular, por su amplio uso en la industria automovilística, es el embrague de discos de fricción del cual así mismo hay muchas versiones, desde embragues elementales, utilizados en pequeños motores hasta complejos mecanismos para grandes máquinas con mecanismos actuadores, mecánicos, hidráulicos, de aire, e incluso electromagnéticos.

En la Figura #4, se muestra un esquema simplificado, de lo que constituye un embrague.

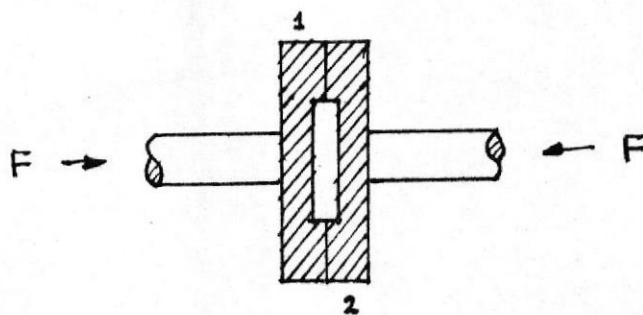


FIGURA #4: ESQUEMA SIMPLIFICADO DE UN EMBRAGUE

Las placas (1) y (2), originalmente separadas, por medio de un mecanismo, que como dijimos anteriormente puede ser muy variado, entran en contacto con una presión suficiente para que no se

produzca deslizamiento, si este acoplamiento se lo realiza con suavidad, se consigue con el embrague una conexión y desconexión del motor y el equipo impulsado sin golpes ni impactos, esfuerzos para los cuales no son diseñados ningún equipo mecánico. En el caso de los automóviles la destreza del conductor, hace incluso posible obtener una especie de "Modulación", lo cual da una idea de lo útil del mecanismo, pues permite una operación suave del motor, transmisión y vehículo entero, en una variedad de situaciones, como pendientes, tráfico urbano, terrenos sueltos, etc.

En el campo de los motores industriales, no es necesaria esta última cualidad pero la mayoría de labores o proceso involucran potencias grandes, equipos de inercia considerable, o ciclos de trabajo con continuos arranques y paradas que hacen imprescindible el uso de un embrague.

Un buen ejemplo de estas aplicaciones, lo constituyen los equipos de bombeo implicados en en éste informe; los 100-150 HP, es un nivel de potencia relativamente grande, y si bien el acoplamiento y desacoplamiento del motor y la bomba no se hacen con frecuencia, la bomba de agua con sus poleas son una masa inercial de tamaño tal que podría frenar al motor en el momento del arranque,

impidiendo su funcionamiento de forma análoga a querer encender el motor de un vehículo, con la transmisión conectada y sin pisar el pedal del embrague.

En la Figura #5, presentamos una gráfica de un embrague utilizado con motores Diesel; éste es un embrague de accionamiento manual, es decir que la presión necesaria para mantener acoplados los discos, se consigue aplicando una fuerza en la palanca 5, la cual gira sobre el árbol 24, el cual al moverse la palanca empuja o retrae el collarín 22, el cual a su vez desplaza la manga 19, que mediante los eslabones 28, está conectado a los empujadores 35, los cuales hacen presión sobre la placa 29, obteniéndose el acople requerido

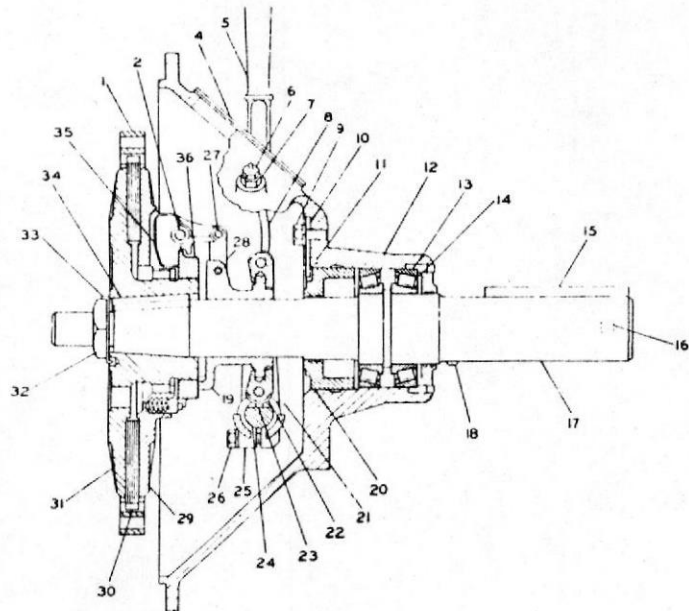


FIGURA #5: EMBRAGUE INDUSTRIAL TIPO MONODISCO SECO

La construcción articulada debido al collarín, eslabones y empujadores, forman un mecanismo de retención que hace necesario empujar la palanca en sentido contrario para desacoplar los discos. Hay 2 discos metálicos o platos (29) y (31) y un disco de material de fricción de fibra con un revestimiento de asbesto. El plato (31) está firmemente asentado sobre el árbol cónico (17) y asegurado en su sitio por una cuña (34) y la tuerca (32) la cual tiene un seguro de traba (33), Estas precauciones son necesarias porque durante el acoplamiento se producen vibraciones, que podrían hacer aflojar la tuerca (32).

El plato (29) es deslizante y cuando se aplica fuerza sobre la palanca, presiona sobre el disco (30) contra el plato (31). El disco (30) es dentado exteriormente y engrana con el anillo (1) el cual está empernado al volante del motor y por lo tanto gira con este cuando está en funcionamiento al igual que el disco (30).

Resumiendo, al aplicarse una fuerza F en el sentido de la flecha se acoplan el disco (30) con los platos (31) y (29) y por consiguiente con el eje (17), lográndose así la transmisión del movimiento.

El árbol (17), se encuentra soportado por un par de cojinetes de rodillos cónicos (14) que ruedan sobre sus respectivas pistas (13), alojadas en una carcasa de hierro fundido (12), la cual se encuentra empernada a la caja del volante del motor, obteniéndose un conjunto compacto Motor-Embrague.

Por medio de la cuña (15), se puede asegurar una polea al árbol del embrague. Aunque no se muestra en el extremo izquierdo del eje hay un cojinete radial.

El mantenimiento mecánico de éste tipo de embragues es sencillo. Cada 50 horas se recomienda aplicar grasa con una engrasadora al collarín a través del grasero (6) Hay un grasero similar que no lo muestra la figura que sirve para lubricar los cojinetes cónicos.

El cojinete del extremo izquierdo, puede ser de lubricación permanente, o si fuera recomendable su mantenimiento frecuente, el eje deberá tener un agujero interior y un grasero para este propósito.

Debido a que durante el acople, siempre se produce algo de deslizamiento, la superficie del disco de fibra se desgasta. Para compensar este desgaste, el

embrague tiene un mecanismo de regulación que permite mantener la presión adecuada para que no se produzca deslizamiento. Destornillando la tapa (4), se tiene acceso a la tuerca (36), la cual también mueve hacia adelante los empujadores (35), la distancia necesaria para compensar el desgaste. Esta distancia no se puede medir, pero se "siente" en la fuerza que el operador necesita para accionar la palanca; esta fuerza si se la aplica sobre el mango de la palanca debe ser entre 100 y 120 Lbs.

Los intervalos de servicio mayor para un embrague, estan directamente relacionados con su aplicación como veremos en la sección de selección de embragues, pero para la clase de aplicación referida aqui, o sea accionamiento de bombas de agua de gran caudal, impulsados por motor diesel, normalmente la vida útil de los componentes desgastables es la mitad del intervalo de reacondicionamiento total del motor, entre 8000 y 10000 Horas, y coincide con el intervalo recomendado para dar servicio a las culatas del motor de 4000 a 5000 horas. Naturalmente, estos periodos corresponden a un mantenimiento normal, asi como condiciones ambientales y de operación también normales, De acuerdo a las condiciones reales de trabajo, se hacen los ajustes necesarios. Por ejemplo, el sistema de combustible del motor

requiere atención frecuente debido a las condiciones precarias de transporte y almacenamiento del combustible, dando por resultado Diesel muy contaminado. En el Apéndice se ha incluido una hoja de recomendaciones de mantenimiento con instrucciones en detalle.

2.3 DETERMINACION DE LOS PARAMETROS PARA LA SELECCION APROPIADA DE UN EMBRAGUE.

La mayoría o casi todos los fabricantes de motores de combustión interna, ofrecen a la venta "Motores Básicos" que en el caso de los motores Diesel, generalmente consisten en el motor propiamente dicho, mas unos pocos elementos indispensables para su funcionamiento.

La Figura #6, ilustra esta aseveración, en ella se muestra un prospecto informativo de un motor Diesel fabricado por "CATERPILLAR", marca muy conocida en el ámbito de motores Diesel. El motor cuyo modelo ha sido denominado por el fabricante "3208" es básicamente un motor de 4 tiempos, con 8 cilindros en V, del cual se presentan 2 versiones, una de 175 HP y otra de 210 HP.

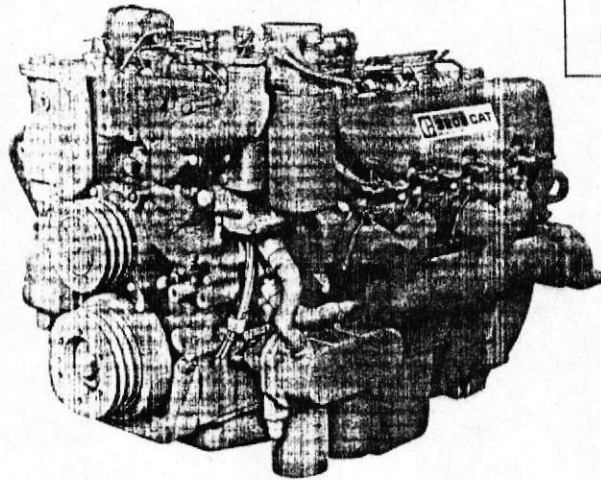
En la parte inferior del prospecto, hay dos



CATERPILLAR

3208

MOTOR INDUSTRIAL



8 CILINDROS MOTOR DIESEL DE 4 TIEMPOS

DIAMETRO - mm (pulg)	114 (4,5)
CARRERA - mm (pulg)	127 (5,0)
CILINDRADA - litros (pulg ³)	10,4 (636)
VELOCIDAD BAJA EN VACIO - rpm	650
ROTACION (desde el extremo del volante)	Hacia la izquierda
CAPACIDAD DE LIQUIDOS - litros (galones E.U.A.)	23,8 (6,3)
Sistema de enfriamiento (motor solamente)	11,4 (3,0)
Sistema de aceite lubricante (relleno)	23,8 (6,3)
PESO, neto (aproximado) sin líquidos - kg (lb)	11,4 (3,0)
Con caja de volante SAE No. 3	601 (1325)
Con caja de volante SAE No. 3	601 (1325)

ASPIRACION NATURAL

175 hp

114 (4,5)

127 (5,0)

10,4 (636)

650

Hacia la izquierda

23,8 (6,3)

11,4 (3,0)

601 (1325)

ASPIRACION NATURAL

210 hp

114 (4,5)

127 (5,0)

10,4 (636)

650

Hacia la izquierda

23,8 (6,3)

11,4 (3,0)

601 (1325)

INDICACIONES DE POTENCIA

INTERMITENTE	130 kW (175 hp) a 2800 rpm
CONTINUA	93 kW (125 hp) a 2400 rpm

130 kW (175 hp) a 2800 rpm
93 kW (125 hp) a 2400 rpm

157 kW (210 hp) a 2800 rpm
112 kW (150 hp) a 2400 rpm

ALTITUD MAXIMA SIN PERDER POTENCIA

INTERMITENTE	2286 m (7500 pies)
CONTINUA	3048 m (10 000 pies)

2286 m (7500 pies)
3048 m (10 000 pies)

762 m (2500 pies)
2896 m (9500 pies)

EQUIPO ESTANDAR

- Conexión de admisión de aire
- Enfriador del aceite lubricante
- Mando de tacómetro
- Múltiple de escape seco
- Filtros:
 - De combustible (de rosca)
 - Acetate lubricante (de rosca)
- Volante
- Caja de volante, SAE No. 2 ó 3
- Regulador (rango completo)
- Armillas de levantamiento
- Llenador de aceite y varilla indicadora
- Carter de aceite (barrido trasero, central o delantero)

- Válvula de ventilación positiva del cárter
- Bombas
- Cebado de combustible
- Transferencia de combustible
- Cemisa de agua (usa el mando para la bomba de agua)
- Acetate lubricante
- Cierre de solenoide (12 voltios)
- Sincronización variable, automática
- Amortiguador de vibración

EQUIPO ACCESORIO*

- Filtro de aire, seco
- Alternadores
- Mandos auxiliares

- Embrague encerrado
- Conexiones de escape
- Controles del regulador
- Silenciadores de escape
- Radiador, ventiladores y mandos de ventilador
- Arranque eléctrico

*Consulte a su distribuidor Caterpillar sobre accesorios adicionales.

FIGURA 6: HOJA DE ESPECIFICACIONES DE MOTOR 3208



CATERPILLAR

3208

CATERPILLAR INC. LISTA DE PRECIOS DE ACCESORIOS PARA MOTORES 3208

REF No.	ACCESORIOS	PESO	PRECIO
INSTRUMENTACION			
2W-2856	Panel de Instrumentos - 24 voltios..... Incluye paradas de seguridad montado en el motor con indicadores eléctricos de temperatura de aguas de presión de aceite y amperímetro.	20 lbs.	\$248
6N-0224	Horómetro eléctrico - 12 o 24 voltios....	5 lbs.	\$ 61
SISTEMAS DE MONTAJE			
1N-4892	Base de acero estructural..... Puede ser usado para montar bastidor de la batería. Servicio ligero. Para irrigación y uso industrial.	80 lbs.	\$459
1N9939	Soporte del motor.....	83 lbs.	\$165
TOMAS DE POTENCIA			
4W2651	Embrague compacto Para montaje posterior. Consulte manual de información técnica para capacidad de potencia y dimensiones de instalación....	154lbs.	\$1.010
2W-4901	Para montaje posterior. Consulte manual de información técnica para capacidad de potencia y dimensiones de instalación..... Para motor con caja de volante SAE #2	200lbs.	\$1.325

FIGURA 7. ACCESORIOS PARA MOTORES 3208

columnas, la primera es el equipo estandar o normal que viene incluido en el motor y la segunda es el equipo accesorio u opcional, entre el cual aparece listado "Embrague encerrado", traducción literal del inglés "Enclosed clutch", llamado así porque como vimos en la sección anterior, la carcasa del embrague al ser empernada directamente a la caja del volante del motor, da la apariencia de ser una parte integrante del mismo.

La Figura #7 muestra una lista de accesorios disponibles para el motor 3208, para despacho inmediato; es posible que bajo requerimientos especiales, sobre todo si se trata de órdenes de motores de un volumen significativo, se ofrezcan otros accesorios adicionales a los listados. En esta lista en la parte superior están resaltados bajo "Enclosed Clutches" dos embragues normalmente ofrecidos por el fabricante, es decir que al ordenar los motores hay 2 opciones en el caso de ser requerido un embrague. El fabricante además indica claramente "See technical Information file for power capability and installation dimensions", cuya traducción es "vea el archivo de información técnica para capacidad de potencia y dimensiones de instalación". Esta introducción ha tenido por objeto ilustrar la importancia que asignan los fabricantes a los equipos opcionales, en el "Archivo

de información Técnica" aparecen una serie de datos que deben tomarse en cuenta al seleccionar los distintos accesorios entre ellos el embrague.

Al hablar de determinación de parámetros para la selección de un equipo, varias preguntas nos vienen de inmediato a la mente, sin embargo, casi siempre la primera es De qué potencia estamos hablando? Obviamente la potencia deberá ser calculada a partir de la carga a que se somete el equipo impulsado, multiplicada por los factores de eficiencia de todo el equipo involucrado. En nuestro caso, si Q es el flujo de agua necesario para la renovación del agua de las piscinas, ρ es el peso específico del agua y H es la altura total que debe ser impulsada el agua, la potencia P vendrá dada por:

$$P = Q * \rho * H * f$$

Donde f es un factor de pérdidas mecánicas y que no incluye las pérdidas por fricción del agua en las tuberías, las cuales están incluidas en H .

Por lo tanto f debe incluir las pérdidas mecánicas de la bomba, del conjunto poleas-bandas y del mismo embrague. De esta manera tendremos un valor inicial de la potencia requerida para impulsar el

conjunto.

Es importante anotar, que la eficiencia de las bombas de agua, tienen un rango bastante variable dependiendo de la altura de bombeo, de la velocidad angular del rotor y del caudal necesario. Para un conjunto de bandas, y poleas, las pérdidas por deslizamiento son de 3-5% y para el embrague hay pérdidas del orden del 2%.

Una vez calculada la potencia a transmitir, el siguiente paso es obtener el torque transmitido, el cual depende de la velocidad del motor, la cual es obtenida de la curva de rendimiento del motor, en la cual se indica la potencia entregada por el motor a determinada velocidad. Una vez que tenemos esta velocidad calculamos el torque, según la ecuación;

$$T = \frac{5250 * P}{N}$$

DONDE:

T = Torque lbs-pie

P = Potencia Hp.

N = velocidad angular Rev/min.

El factor 5250 es para obtener las unidades correctas.

El siguiente paso, una vez conocidos el torque y potencia a transmitirse, es relacionar el embrague y el motor. Afortunadamente, las cajas de volantes y los volantes del motor, estan normalizados, en cuanto respecta al diámetro y la ubicación y cantidad de los agujeros para los pernos de montaje de los embragues o cualquier otro equipo impulsado. Para las potencias y velocidades de las cuales hablamos en el informe, se pueden encontrar cajas de volante SAE 1, SAE 2 Y SAE 3, donde la SAE 1 es la más grande y SAE 3 la de menor diámetro. En el Apéndice 4 está incluido un cuadro con las dimensiones normalizadas para varios SAE.

Obviamente, si se dispone un motor con caja de volante SAE 2 deberá utilizarse un embrague con carcasa SAE 2, aunque en algunas aplicaciones es posible que sea necesario el uso de adaptadores.

Luego, para nuestro caso, en el que estamos utilizando poleas y bandas, debemos considerar la capacidad del embrague, de resistir la carga lateral ocasionada por la tensión de las bandas, las cuales deben ser templadas apropiadamente para evitar el deslizamiento sobre poleas.

La fuerza L de carga lateral viene dada por :

$$L = \frac{126000 * P * k}{N * D}$$

DONDE:

L = Tensión lateral	Lbs.
P = Potencia	HP
N = velocidad	RPM
D = Diámetro de la polea	Fulg.
k = Factor de corrección	

El factor 126.000 relaciona las unidades para obtener la tensión en lbs.

El factor k depende de la polea del embrague, y es un factor que tiene que ver con el tensado necesario. Por ejemplo las bandas en V necesitan menos tensión que las bandas planas, y las cadenas practicamente no necesitan tensión, ya que los dientes del piñón empujan a la cadena y no hay problemas de deslizamiento.

En el Apéndice 5 se encuentra una Tabla con los valores de k para varios tipos de acoplamiento.

Hay que considerar que la carga L ocasiona un momento flector sobre el embrague y los cojinetes

del mismo deben ser capaces de soportar este esfuerzo.

Consideremos el siguiente diagrama:

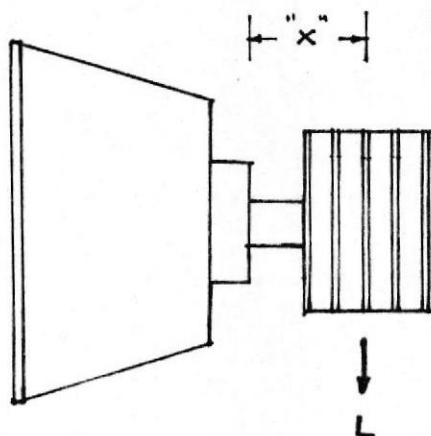


FIGURA #8: ESQUEMA EMBRAGUE - POLEA

El momento flector sobre los puntos de apoyo del árbol del embrague (los cojinetes) es proporcional a la distancia X medida desde el centro de la polea a la cara posterior del embrague a la cual los fabricantes llaman el "Hombro".

Todos los fabricantes de embragues proveen una tabla de la capacidad de resistencia la carga lateral ("Side Load") para distintos valores de X . Una copia de esta tabla, proveniente de "TWIN DISC" uno de los más conocidos fabricantes de embragues y proveedor de los mismos a CATERPILLAR es incluida en el Apéndice. En esta Tabla X está dada en

pulgadas ya que los valores son de pequeña magnitud.

Es posible que un embrague tenga más de un disco de fricción y sus correspondientes platos de reacción. Son muy comunes los embragues de 2 discos y en ciertas aplicaciones como por ejemplo en el mecanismo de dirección de un tractor de orugas, se encuentran embragues de discos múltiples, en algunos casos hasta 15 discos de fricción.

En el Capítulo sobre embragues del libro "Diseño de Máquinas" de la colección Schaum viene dada la ecuación para el momento de torsión a través de un embrague de discos múltiples.

$$T = F * f * R_f * n$$

DONDE:

T = Capacidad de torque

F = Fuerza axial

f = Coeficiente de rozamiento

R_f = radio de rozamiento

$$R_f = \frac{R_o + R_i}{2}$$

2

n = Número de parejas de superficies en contacto

R_o y R_i son el radio exterior e interior del disco respectivamente.

Los valores de f dependen de los materiales utilizados; en el Apéndice hay una tabla de f para varias parejas de materiales.

Mediante el uso de discos múltiples podemos aumentar la capacidad de torque por lo tanto la potencia transmitida, manteniendo los valores de R_f dentro de dimensiones razonables, generalmente acorde con el tamaño del motor. De esta manera, podemos obtener una gama de potencias, de acuerdo a la capacidad de carga lateral del embrague.

En el Apéndice 3; tabla de capacidad de carga lateral, aparecen bajo el título "Tipo de embragues" una denominación normalizada por los fabricantes de embragues. Así por ejemplo:

TABLA #1
CLASIFICACION DE EMBRAGUES POR NUMERO
DE DISCOS Y DIAMETRO

TIPO DE EMBRAGUE	DISCOS	R_o (plg)
108	1	8
111	1	11
211	2	11

En el Apéndice 6 hay otra tabla que relaciona la capacidad de potencia por cada 100 RPM contra el tipo de embrague, de ella tomamos por ejemplo:

TABLA #2: CAPACIDAD DE POTENCIA DEL EMBRAGUE
POR RPM

TIPO	HP/100 RPM
111	9.0
211	17.0

Es decir que al utilizar un embrague con 2 discos del mismo tamaño (11") logramos obtener casi el doble de capacidad de potencia lo cual concuerda con la ecuación del torque en relación a n.

Un último punto de importancia en el proceso de selección de un embrague, es la aplicación en la cual se utilizará el embrague, siendo este un detalle muy significativo, si se quiere obtener un funcionamiento libre de problemas y una vida útil de los componentes, dentro de valores predecibles, para así poder planificar debidamente el mantenimiento de rutina y los intervalos de servicio mayor.

En el Apéndice 1, está la Tabla de Factor de

Servicio, que es un factor que debe emplearse en el cálculo de la potencia. Este factor depende no sólo de la aplicación final del equipo sino también del equipo impulsor. Por ejemplo; el funcionamiento de un motor de corriente alterna es mucho más suave que el de un motor diesel impulsado por pistones. Así mismo hay aplicaciones como el bombeo de fluidos muy viscosos (Asfaltos, hormigón) que generan picos de torque mayores que el torque calculado.

Si la aplicación no aparece en esta carta se puede utilizar el Apéndice 2 en la cual se dan cuatro clasificaciones de servicio para los embragues, relacionándolos con la forma de enganchar el embrague, así como los ciclos de trabajo, temperatura ambiente y otras consideraciones.

Si hacemos un resumen de ésta sección veremos que en el proceso de selección de un embrague, los siguientes puntos deben ser considerados:

- 1.- **Potencia.** - se calcula a partir de la carga, utilizando los factores de eficiencia necesarios, así como el factor de aplicación.
- 2.- **Tamaño y # de discos.** - Una vez obtenida la potencia, de acuerdo al tamaño requerido,

seleccionar el número de discos.

3.- **Carga Lateral.**- Con la potencia, la velocidad y el diámetro de la polea impulsora, se calcula L. Corregir de acuerdo al mecanismo de impulsión empleado. Verificar si el embrague seleccionado en el paso 2 cumple la necesidad, si no es así escoger uno mayor o hacer las modificaciones necesarias.

2.4 ANALISIS DE LA FALLA PRESENTADA EN LOS EMBRAGUES

La manera más simple de presentar la falla en este reporte, es mediante el uso de dos figuras, en la primera, Figura #9 observamos un disco de embrague nuevo, y en la segunda Figura #10 un disco, con daños típicos de la falla, materia de éste informe, y que para nuestro uso, lo utilizaremos en adelante, como una muestra representativa de la falla y que por consiguiente, todas las características, presentes en este disco las asumiremos como presentes en todas las fallas.

Obviamente, ésta es la manifestación principal de la falla, la cual puede presentar varios grados de severidad, dependiendo de la instalación de procedencia y lógicamente de las horas de uso.

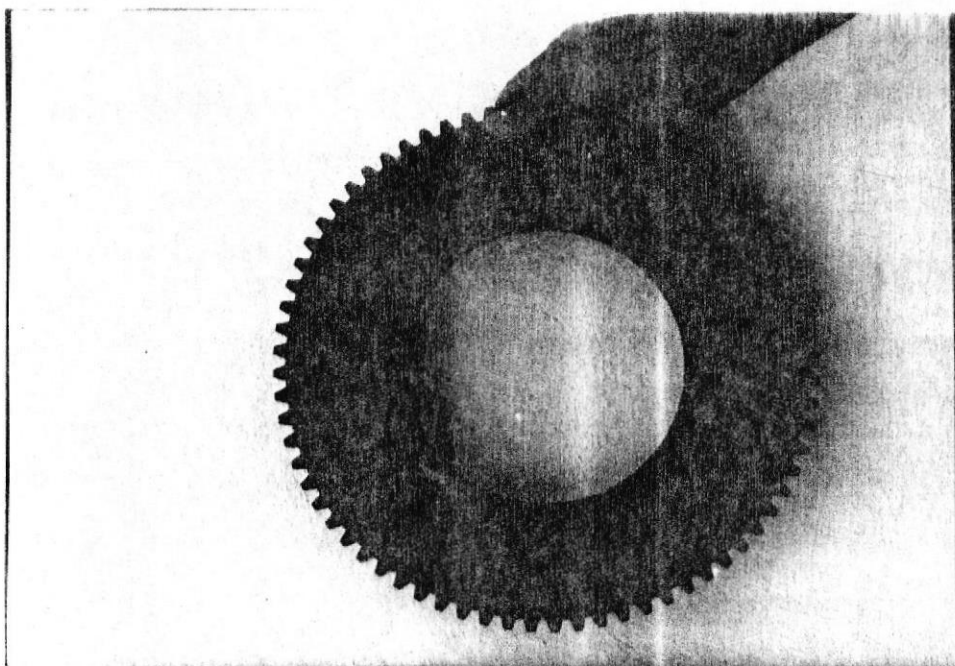


FIGURA #9: DISCO DE EMBRAGUE NUEVO

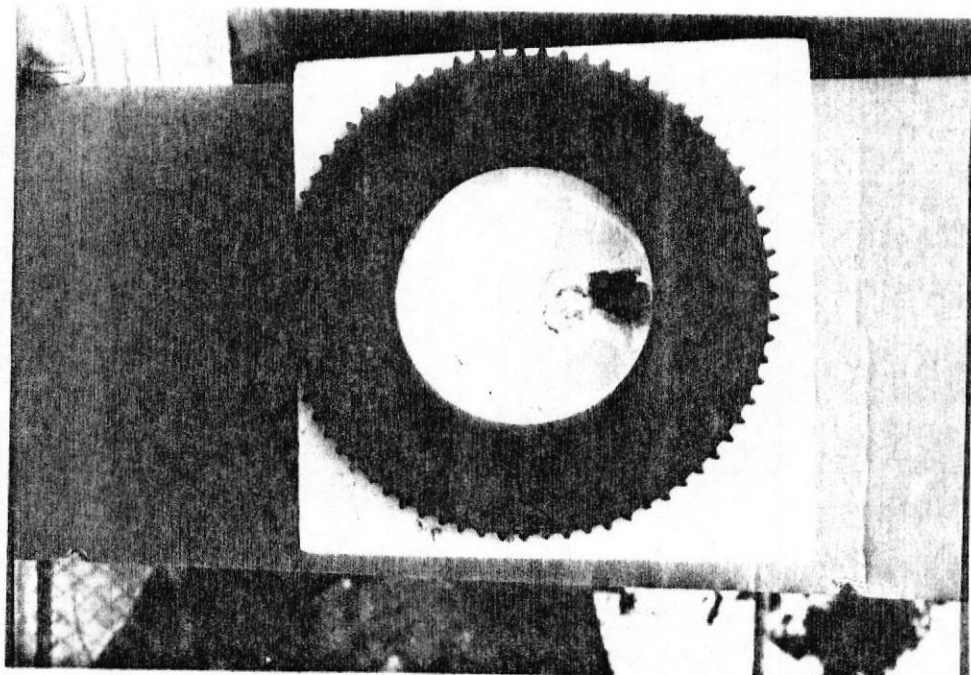


FIGURA #10: FALLA TIPICA DEL DISCO

Al tomar esta figura como una muestra, lo hago por cuanto pienso, que es la que mejor permite un análisis de la situación existente.

Al proceder al análisis de la falla, nos remitimos a la sección 1.1 en la cual mencionamos los componentes del embrague involucrados en la falla.

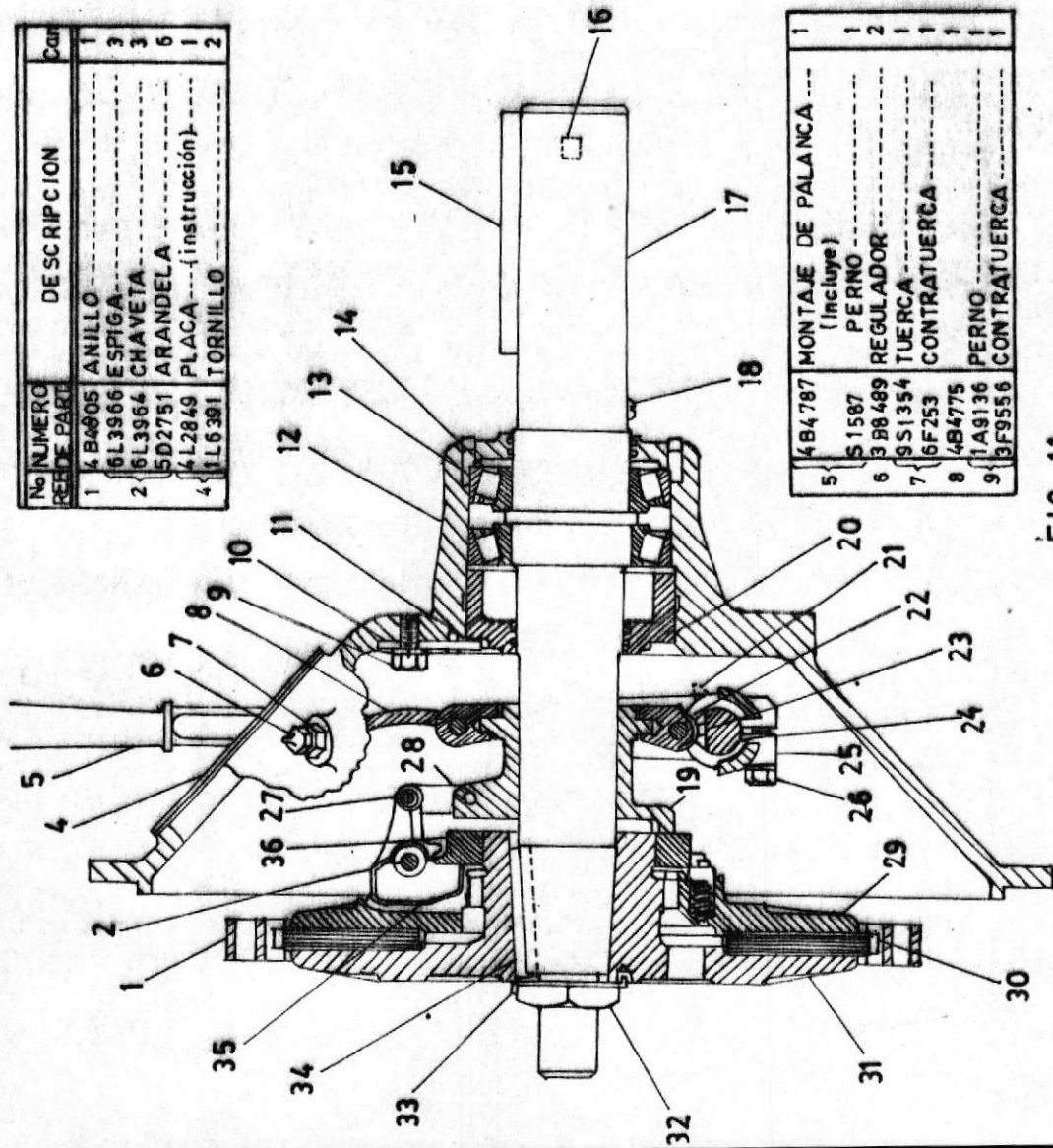
- 1.- Discos de embrague
- 2.- Cojinetes principales del embrague
- 3.- Cojinetes de guía del embrague
- 4.- Extremo anterior del árbol del embrague.
- 5.- Cinta dentada de acople del motor al embrague.

Utilizando el embrague de la Figura #11 las piezas citadas corresponden a las referencias #30, #1, #13, #14 y #17, no mostrándose en dicha Figura, el cojinete de guía del embrague, el cual va instalado en el extremo anterior del árbol o sea junto a la tuerca #32.

En consecuencia cuando nos referíamos a cada parte del embrague, para comodidad, emplearemos el número de referencia de la Figura #11,

Iniciando el análisis de la falla en el disco de embrague, indicaremos primero, sus características de fabricación:

No NUMERO	DESCRIPCION	Car
1	ANILLO	1
2	ESPIGA	3
3	CHAVETA	3
4	ARANDELA	6
5	PLACA	1
6	TORNILLO	2



5	MONTAJE DE PALANCA	1
6	(Incluye)	1
7	PERNO	2
8	REGULADOR	2
9	TUERCA	1
10	CONTRATUERCA	1
11	PERNO	1
12	CONTRATUERCA	1

10	7L116	CANAL	1
11	5B6159	TORNILLO	1
12	5L4202	CAJONERA	1
13	6B3224	COPA	2
14	4B7255	CONO	2
15	4L4866	CUÑA	1
16	7F9504	TAPON	1
17	1L9088	EJE	1
18	2L6010	TAPON	1
19	2L8260	RETENEDOR	1
20	2N9363	REGULADOR	1
21	887121	MONTAJE DEL COLLAR	2
22	484715	(Incluye)	1
23	L639	PERNO	2
24	2L6267	TUERCA	2
25	4B4722	CUÑA	2
26	6L5151	EJE	2
27	4B4756	YUGO	1
28	4B4725	PERNO	1
29	S1591	CONTRATUERCA	2
30	9F5644	ESPIGA	2
31	6L3965	CHAVETA	6
32	8L3960	PASADOR	6
33	5B5251	MONTAJE DE PLACA	6
34	3N7953	PLACA	1
35	3N7952	PLACA	1
36	2L8257	TUERCA	1
37	4B4771	SEGURO	1
38	1L9087	CUÑA	1
39	2L8259	PALANCA	1
40	2L8262	ANILLO	3
41	LA SIGUIENTE CAJA DE REPUESTO		1
42	ESTA DISPONIBLE:		
43	5N3789	CAJA	1
44	(Incluye Palancas, Pasador, Montaje del Collar, Anillos, Placas y Arandela)		

C CAMBIOS INDICADOS 221488

FIG. 11

Identificación del fabricante	3N7952
Material	Asbesto aglomerado
Diámetro	11 pulg.
Espesor	3/8 pulg.
# de dientes	72.

En este punto, es necesario indicar, que el disco de embrague, tiene por función, transmitir potencia por fricción, y por lo tanto, su duración calculada, es en base a su capacidad de continuar transmitiendo potencia a través de sus caras sin embargo, en las fallas de nuestro estudio, ni un solo disco fue reemplazado por tener su cara desgastada o en mal estado, sino como se apreció en la Figura #10, por tener los dientes gastados o rotos y en consecuencia perder su punto de unión con el motor a través de la cinta dentada #1 y por consiguiente aunque el motor funcione, el árbol del embrague no gira, ni el equipo accionado tampoco.

En las Figuras #12 y #13, podemos apreciar en una toma cercana, los dientes del disco de la Figura #10, los cuales están severamente desgastados y algunos de ellos, incluso rotos desde la raíz, mientras que la superficie de la cara, aunque no luce flamante no se encuentra quemada, e incluso aun conserva buena parte de su rugosidad de fabricación en la zona cercana a los diente.

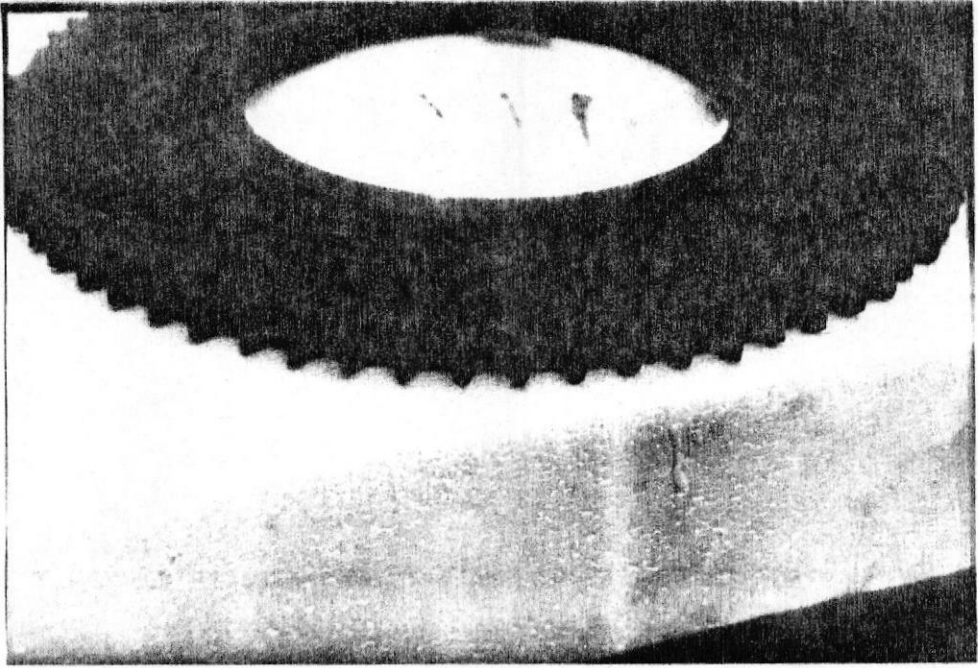


FIGURA #12: VISTA SUPERIOR DE DIENTES DESGASTADOS

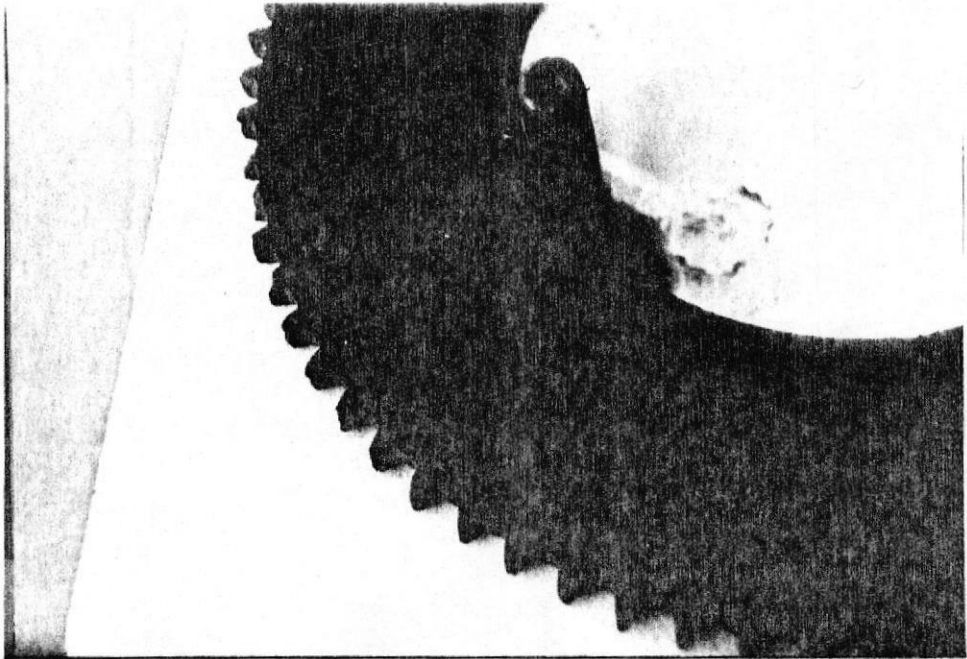


FIGURA #13: VISTA FRONTAL DE DIENTES DESGASTADOS

Cuando se tomó éstas fotos, estas correspondían a discos instalados como equipo original de un motor, y que al momento de ser reemplazados tenían 1368 horas de trabajo. A esas alturas, los operadores del equipo de bombeo, habían sentido un fuerte ruido proveniente del embrague, por lo cual paralizaron su funcionamiento, así como notificaron a los talleres del distribuidor, ya que se trataba de un motor en el período de garantía.

Al acudir los técnicos, dada la frecuencia y número de casos producidos anteriormente, observaron luego de retirar la tapa de inspección #4 la claridad existente entre el disco #30 y la cinta #1, la cual era bastante grande, y en este caso, con desgaste avanzado, fácilmente visible, el hecho que los dientes, estaban dañados.

De inmediato se desmontó el embrague, el cual está sujeto con 12 pernos de 3/8" a la caja del volante del motor, tal como se observa en la Figura #14 correspondiente a un motor 3208, similar al que nos referimos. Obviamente el primer paso fue aflojar los pernos de sujeción del motor a la base, y luego desplazarlo lateralmente, para aflojar la tensión de las correas y poder retirarlas.



BIBLIOTECA



FIGURA #14: MOTOR EQUIPADO CON EL EMBRAGUE AFECTADO

No dispongo de la figura correspondiente a éste caso en particular, pero al desmontar el embrague del motor, hubiera podido observar una imagen similar a la de la Figura #15 con la diferencia que está corresponde a un embrague con discos iguales al de la Figura #11 pero con 2 discos en lugar de 1, para poder ser utilizados en aplicaciones que requieren mas potencia.

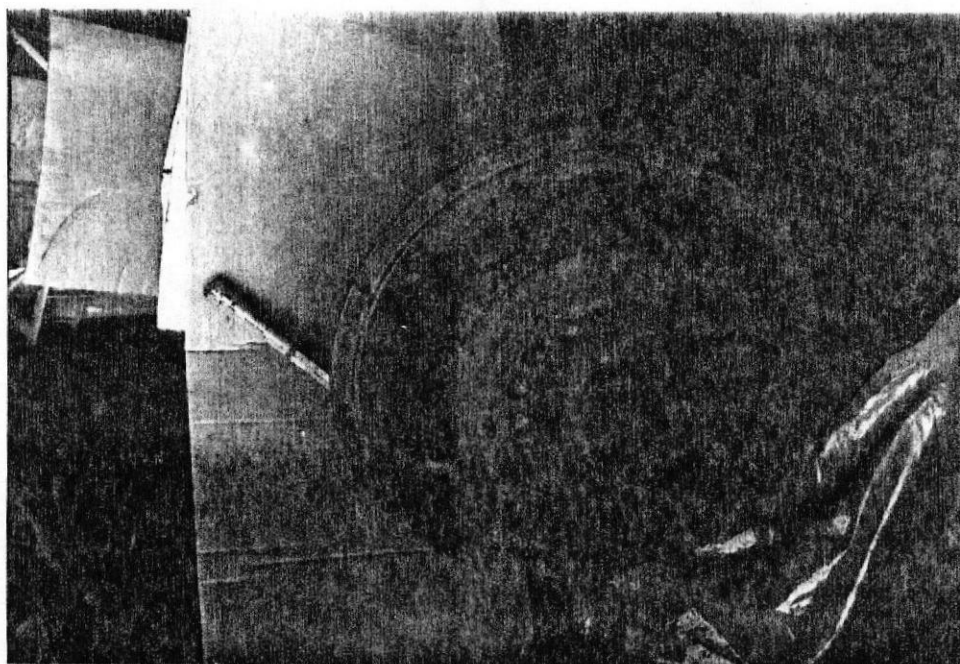


FIGURA #15: EXTREMO ANTERIOR DEL ARBOL DEL EMBRAGUE

La Figura #15 nos permite observar, el extremo del árbol del embrague, en el cual debería estar ajustado el cojinete de guía del embrague, el cual se aloja en un abocardado en el volante del motor proveyendo así un apoyo que contribuye a repartir la carga de tensión de las correas, así como mantener el alineamiento del árbol bajo condiciones de carga.

El hecho de que el cojinete no esté en su sitio, es una señal clara que el extremo del árbol ha sufrido un desgaste, de manera que ya no existe la

interferencia necesaria para mantener ajustados al cojinete y al árbol.

Tampoco dispongo de la figura de la cinta o corona dentada correspondiente a los discos de las Figuras anteriores, pero es completamente similar a la del embrague de la Figura #15, con la misma salvedad anterior o sea que la cinta de la Figura #16 es para 2 discos.

La Figura #17 es una vista cercana de la Figura #16, en ella se puede apreciar con mucha claridad, el profundo desgaste producido en los dientes por el contacto con los dientes de los discos.

Esta corona dentada, está fabricada de fundición de hierro nodular, de baja fragilidad y así mismo de baja dureza superficial, entre 18 y 20 Rc, en las caras de los dientes, según información del fabricante. En realidad, si se observa la función que cumple ésta corona, debemos estar de acuerdo, que no es un engranaje, o sea que el contacto no se lo hace a través de un solo diente, y que los dientes no tienen movimiento relativo entre ellos, sino que la corona mas bien debería considerársela como "estriada", aunque la palabra "estriada", mentalmente nos sugiere la presencia de dientes largos y finos, como los del extremo de un árbol de

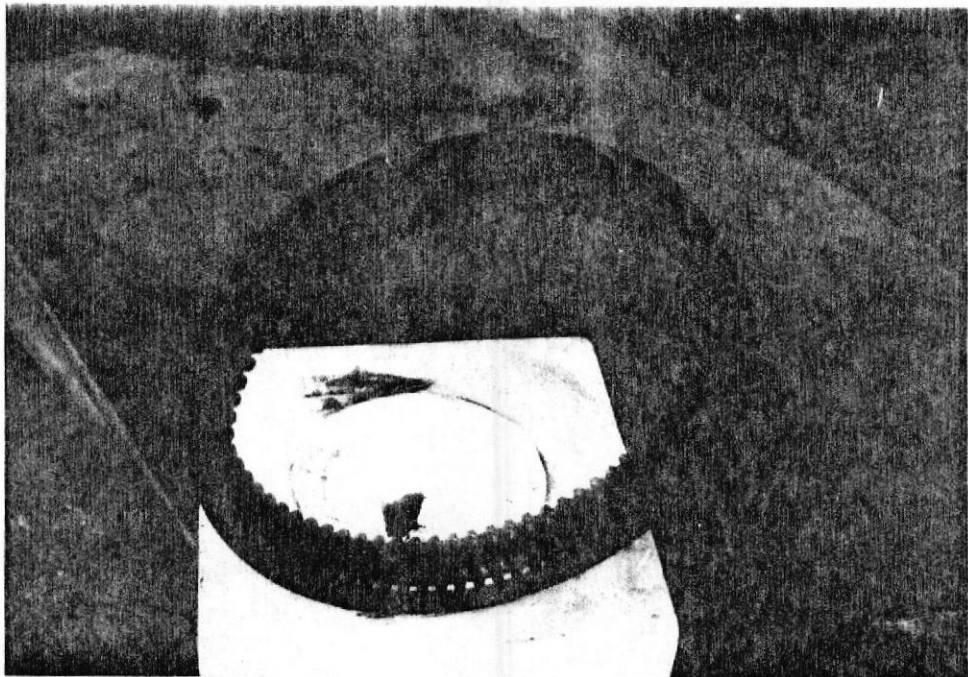


FIGURA #16: CORONA DENTADA CON DESGSTE TIPICO

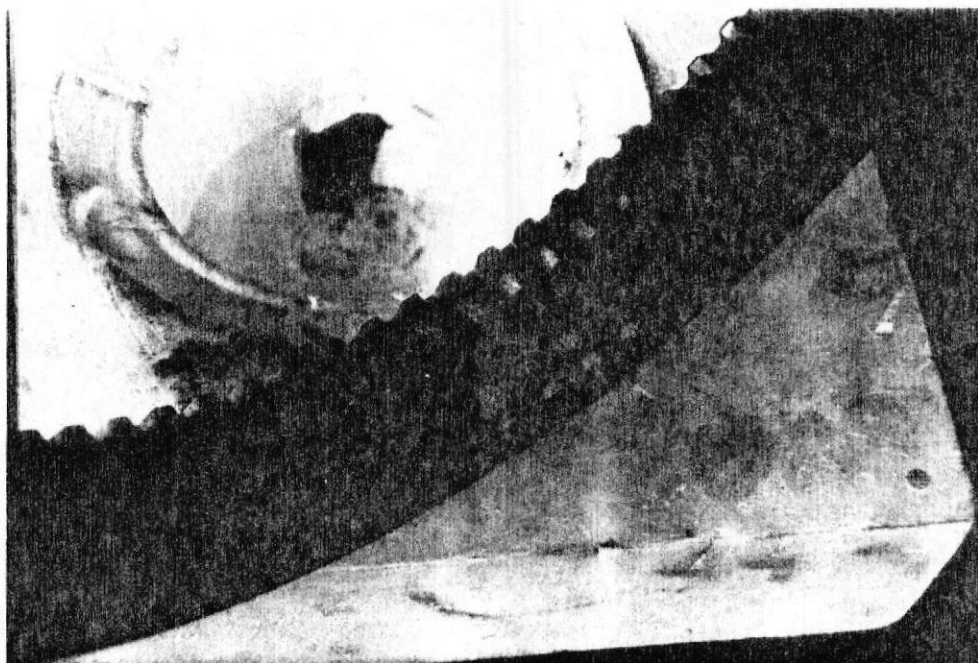


FIGURA #17: VISTA CERCANA DE DIENTES DESGASTADOS

cardan por ejemplo.

Es destacable anotar, el hecho que en apenas 1368 horas de funcionamiento, se haya podido producir un desgaste tan avanzado, entre 2 piezas, que teóricamente no tienen movimiento relativo, sino que se han diseñado para actuar como un conjunto. Si además tomamos en cuenta que la puesta en marcha del equipo de bombeo, difícilmente se produce más de unas 3 o 4 veces en el día, deberíamos desechar el contacto inicial entre dientes para iniciar el movimiento, como una causa de este desgaste. En algunos árboles estriados, como los de las transmisiones de los camiones, es frecuente observar pequeños desgastes en las estrias, debido a que continuamente hay un ligero impacto, cada que realiza un cambio de marcha, y aun esto, después de 10 a 15 mil horas de uso. En nuestro caso, hablamos de motores estacionarios que operan a una velocidad constante, y por lo tanto este desgaste de los dientes o estrias, debería ser insignificante, ya que como repetimos, el principal factor de diseño de los discos de embrague, es disponer de una superficie de fricción adecuada para transmitir la potencia, y cuya duración debe estar acorde con el plan de mantenimiento del motor, que como decíamos en el numeral 2.2, el embrague debe ser inspeccionado junto con el descarbonizado de las

culatas del motor, o sea entre 4000 y 5000 horas de funcionamiento.

Como referencia, en la Figura #18 aparece la figura de un disco con unas 2100 horas de vida, la cual fue conseguida a propósito de este informe, de un motor que ingresó al taller por otros daños, distintos del embrague. De mi experiencia en los embragues, puedo asegurar que este es el desgaste normal para 2100 horas, o sea un pequeño escalón en la cara del diente. De continuar así, el disco llegará sin problemas a las 4000 o 5000 horas, en las cuales se produciría su reemplazo normal.

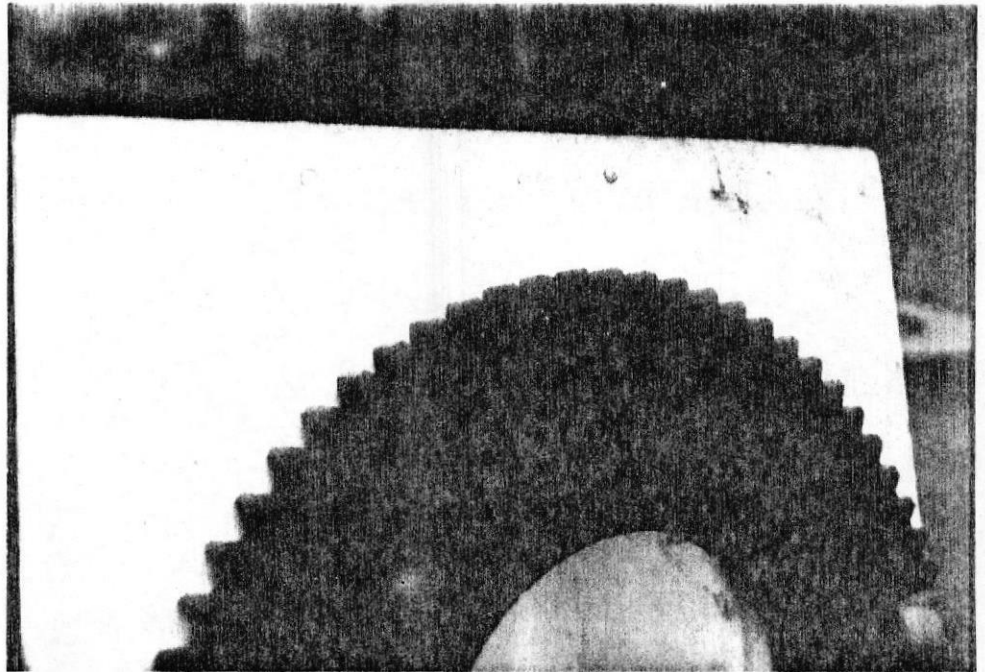


FIGURA #18: DESGASTE NORMAL A LAS 2100 HORAS.

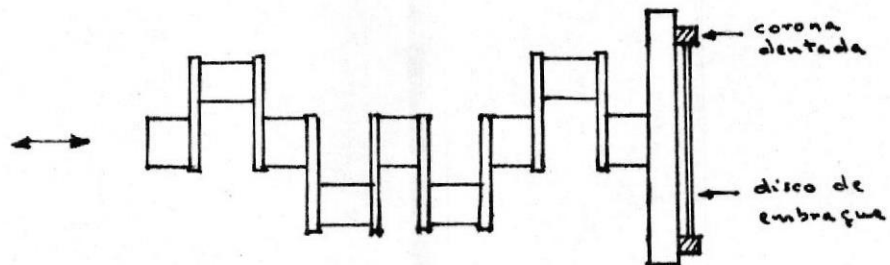
En realidad los cojinetes, tanto principales, como el cojinete de guía, debemos indicar, que estos en si no han fallado, pero si que en muchos casos se los enontró con un grado de desgaste avanzado, mucho juego interno y con ruido al girar, todos estos indicativos de mal estado, asi como una pérdida de la superficie pulida tanto en las pistas como los rodillos de los cojinetes cónicos.

Con esto creo haber hecho, con la ayuda de las Figuras una descripción amplia de los detalles de la falla y nos toca ahora, pasar a un análisis de las probables causas mecánicas y físicas, para que suceda este cuadro de anomalías, presentado prematuramente, en los embragues, lo cual realizaremos a continuación.

Al iniciar el análisis de las probables causa de la falla, debemos recurrir a los conceptos básicos de Resistencia de Materiales y Metalurgia. En el libro "Introducción a la Metalurgia Física" de Sidney H. Avner, hay un Capítulo dedicado al desgaste en los metales, desde el punto de vista Metalúrgico, en el cual en resumen se indica que el desgaste de los metales es un fenómeno superficial cuya magnitud depende basicamente de tres factores importante: velocidad relativa, presión de contacto y naturaleza de las superficies en contacto. Hay

otros factores como la lubricación que pueden incidir significativamente pero que en nuestro caso no se aplica. Por lo tanto nos limitaremos a analizar los tres factores indicados.

Velocidad Relativa,- La velocidad juega un papel importante en el desgaste y como una norma, podemos decir que el desgaste es proporcional a la velocidad. Sin embargo en nuestro problema, la velocidad relativa entre los discos y la corona dentada es sumamente bajo, ya que el único movimiento relativo que se puede producir, es el debido a la pequeña fuga axial del cigueñal del motor, el cual es representado en la Figura #19.



Fuga axial del cigueñal

Especificaciones de Fábrica
0.007" - 0.015"

FIGURA #19: ESQUEMA DE UNA FUGA AXIAL DEL CIGUEÑAL

Ya que no disponemos de datos que nos informen cual es la velocidad de movimiento del cigueñal

axialmente, podemos asumir en una forma exagerada que junto con cada revolución alrededor de su eje, hay un desplazamiento en el sentido axial, igualmente supongamos que este desplazamiento es el máximo de tolerancia de fabricación o sea 0.015" y que el motor gire a una velocidad de 1800 RPM, muy común en la operación de los motores, tendríamos:

Velocidad Axial de la corona = 1800 RPM * 0.015"

$$V = 27 \text{ pulg/min.}$$

Esta es una velocidad muy pequeña, equivalente a la velocidad periférica de una rueda de 27 " de diámetro a 2 RPM.

Por lo tanto, creo razonable, desechar el factor velocidad relativa entre los dientes de los discos y los dientes de la corona, como un factor preponderante causar el desgaste acelerado de los mismos.

Superficies en contacto.- Recurriendo nuevamente al libro de Avner, este nos dice que ya que en la práctica, rara vez se puede evitar totalmente el desgaste, se suele utilizar juntos un material duro y otro relativamente blando, fabricandose con este último aquel cuya sustitución sea más económica, poniendonos como ejemplo los cojinetes.

En nuestro caso ,evidentemente, fue la intención del fabricante, disponer de una pieza, el disco, reemplazable a bajo costo, y su pieza complementaria, la corona, de un material y proceso de fabricación mucho más costoso, que no debería reemplazarse, sino a largo plazo, entre 15000 y 20000 horas, lo cual en nuestro problema es verdaderamente grave, ya que el precio de la corona es de unas 3 veces el del disco de asbesto.

En este punto, es necesario insistir que debido al diseño, no se ha considerado necesario dar un endurecimiento superficial a los dientes de la corona, los cuales van a trabajar con una superficie de un material muy suave, aunque un poco abrasivo como el asbesto de los discos.

Con este ligero análisis, y no disponiendo de experiencia en el campo metalúrgico, me limité a recabar la mayor cantidad de datos posibles, para remitírselos al fabricante, en busca de su opinión y sugerencias.

Presión de contacto de los dientes.- En el libro de la colección Schaum "Diseño de máquinas" aparece en el Capítulo dedicado a "cuñas, pasadores, y estrías" el procedimiento para calcular la capacidad de transmisión del momento de torsión, la

cual queda definida por la fórmula.

$$T = p * A * r_m$$

DONDE:

T = Torque (lbs-pulg).

p = Presión en las estrias (Psi).

r_m = radio medio (pulg).

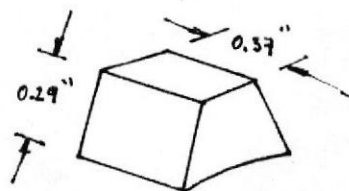
Supongamos para un cálculo preliminar, que necesitamos transmitir 120 HP a una velocidad de 1800 RPM, entonces el torque será:

$$T = \frac{\text{Potencia}}{\text{RPM}} = \frac{120 \text{ HP} * 63000}{1800 \text{ RPM}}$$

donde 63.000 es un factor para obtener lbs-pulg.

$$T = 4.200 \text{ lbs-pulg.}$$

Utilizando éste valor en la ecuación de la presión sobre el diente o estria tenemos:



$$A = 0.29 * 0.37 * N$$

$$N = \text{número de dientes} = 72$$

$$A = 7.83 \text{ pulg}^2$$

El r_m se lo mide al centro del diente o sea es igual a

$$r_m = 11 - \frac{0.29}{2} = 10.86$$

2

$$p = \frac{T}{r_m * A} = \frac{4200 \text{ lbs-pulg}}{10.86 \text{ pulg} * 7.83 \text{ pul}^2}$$

$$p = 49.4 \text{ lbs/pulg}^2$$

En el libro de Schaum, se recomienda no utilizar, para el diseño valores p superiores a 700 lbs/pulg², para el cálculo de estrias con movimiento axial, como el caso de nuestro embrague.

En todo caso, el valor es apenas un 7 % del recomendado, por lo cual no deberían haber problemas aun tratándose de un material suave como el asbesto aglomerado, del cual lamentablemente no hemos podido obtener tablas de propiedades mecánicas.

Habiéndome quedado la duda, sobre los materiales de los dientes de ambos componentes, creo que los cálculos realizados de la velocidad relativa entre las 2 piezas, así como de la presión de contacto entre los dientes, nos arrojan más allá de toda duda, resultados que indican que estos 2 factores no deberían causar el excesivo desgaste producido, y que por lo tanto deberíamos ampliar nuestra

investigación hacia otros puntos que pudieran afectar el normal funcionamiento y operación del embrague.

Por consiguiente, usando los conceptos vertidos en el numeral 2.3, procedemos a revisar la correcta aplicación de las distintas recomendaciones vertidas sobre la aplicación y selección de los embragues. Podemos utilizar el mismo orden en el cual se los presentan en el literal 2.3 y procuraremos no entrar en detalles, sino cuando sea necesario ya que esa sección fue explicada profundamente.

El primer punto es calcular la potencia en base a datos reales. Tomemos un caso típico ya mencionado anteriormente o sea una camaronera en la cual se haya producido una alta frecuencia de fallas.

De nuestro registro de fallas en Garantía, encontramos el siguiente caso:

CAMARONERA CULDEMAR

Motor	Caterpillar	150 HP a 2400 RPM
Bomba	Hidrostat L20DA	$\delta = 20''$
Transmisión	Correas en V	6 coronas C-138

Polea motriz 10" Ø 6 canales tipo C
 Polea impuls. 25" Ø 6 canales tipo C

Se realizó una inspección a la camaronera en la cual se midieron las dimensiones y características de la tubería, así como de operación, RPM del motor, prácticas de bombeo y detalles de la instalación de los equipos

En la Figura #20 podemos ver un esquema de un grupo de bombeo en esta camaronera en particular, con la indicación de que hay 4 grupos iguales y que todos ellos han tenido una similar frecuencia de fallas como se indica en la siguiente tabla.

CAMARONERA CULDEMAR - FALLAS DE EMBRAGUES.

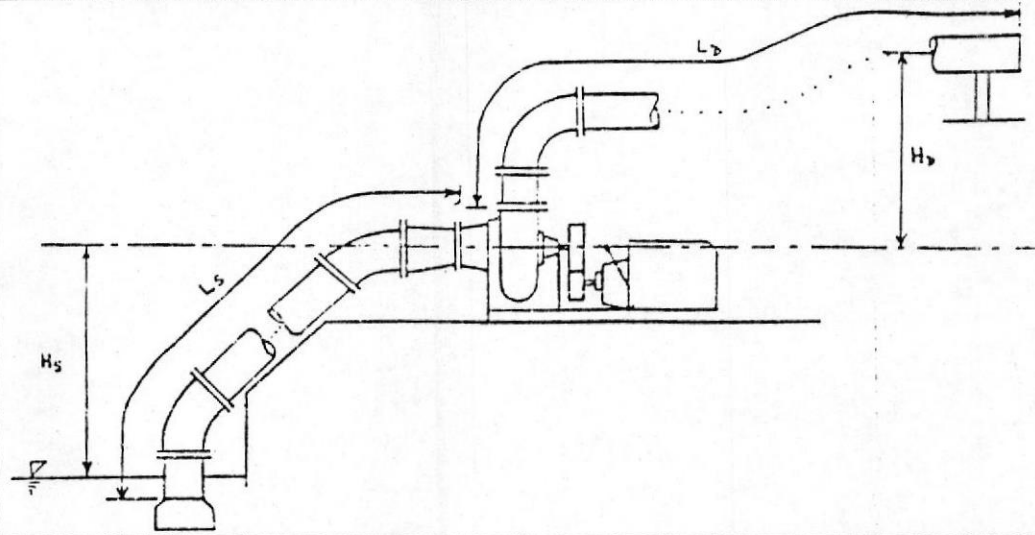
FALLAS	GRUPO 1	GRUPO 2	GRUPO 3	GRUPO 4
1	1181 Hrs	897 hrs	1402 hrs	1028 hrs
2	1910	1625		
3	3251	2641		

Los grupos 3 y 4 tienen una sola falla, debido a que entraron en operación posteriormente a las bombas 1 y 2, pero se puede observar fácilmente van desde 729 horas (lapso ente fallas 1 y 2 del grupo 1) a 1402 horas del grupo 3, por lo tanto este caso

CLIENTE	CULDEMAR
UBICACION	SABANA GRANDE
FECHA	MARZO 12/82
ESTACION DE BOMBEO	
UNIDAD N°	2

N° DE ORDEN:

I CONDICIONES DE INSTALACION DEL GRUPO DE BOMBEO



SUCCION		DESCARGA							
HS: ALTURA SUCCION (BAJA M)	4.60	HD: ALTURA DESCARGA	2.20						
LS: LONGITUD TOTAL SUCCION	15.40	LD: LONGITUD TUBO DESCARGA	7.00						
DS: DIAMETRO TUBO SUCCION	0.60	DD: DIAMETRO TUBO DESCARGA	0.50						
N° CURVAS 90°		N° CURVAS 90°	1						
N° CURVAS 45°	2	N° CURVAS 45°							
N° CURVAS 30°		N° CURVAS 30°							
REDUCCION (SUCCION: BOMBA)	1	REDUCCION (BOMBA: DESCARGA)							
VARIACION DE PARAMETROS HIDRAULICOS CON EL CAUDAL									
Q (l/s)	400	600	800	1000	1200				
HTD									
ADT	7.43	7.70	8.03	10.40	12.10				
H _{total}									

II CONDICIONES DE OPERACION ACTUALES			
MARKA	CATERPILLAR	BOMBA	
MODELO	3208	POMPA HIDROSTAL	
SERIE	90N93544	MODELO DIAM: 500 mm.	
CARACTERISTICAS		TIPO	
HTD MAX (HTD)	150	HTD	680
RPM	2400	HP ABSORB	113
DIAM. POLEA	10"	HP RED.MOT.	120
SOBRELARGA S/N		DIAM. POLEA	25"
ENFRIAMIENTO			
		HSUCC MAX:	4.60
		h _{fs} :	PERDIDAS DE SUCCION
		h _{fd} :	PERDIDAS EN DESCARGA
		CAUDAL:	775 lt./seg.
		ADT TOTAL	8.00 m.
		AREA PISCINA	
		PROF. PISCINA	
		RECAMBIO	
		TIEMPO BOMBEO DIARIO	16 H.

FIGURA NO.20 ESQUEMA DE INSTALACION EN CULDEMAR

en particular es un magnífico ejemplo para el análisis de la falla.

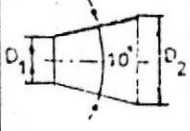
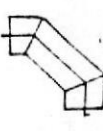
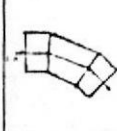
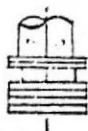
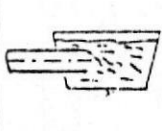
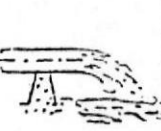
		FACTOR PERDIDAS "K"						
								
		Expansión $0,35 \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^2 - 1$	Codo 90°	Codo 45°	Valvula de Pie	Descarga Sumergida	Descarga Libre	
			0,376	0,284	0,8	1,0	1,0	
Y	TUBERIA	12"	16"	20"	24"	28"	32"	36"
	ϕ (l/s) CAUDAL							
HF: PERDIDA PORCENTUAL EN TUBERIA (%)	100	0,500	0,160	0,053	0,021	0,009	0,004	0,002
		0,098	0,039	0,016	0,008	0,004	0,002	0,001
	250	2,866	0,906	0,293	0,118	0,053	0,024	0,012
		0,610	0,246	0,099	0,047	0,025	0,013	0,007
	400	7,125	2,241	0,720	0,287	0,118	0,061	0,026
		1,570	0,630	0,253	0,121	0,053	0,032	0,018
	600	15,73	4,890	1,550	0,515	0,254	0,128	0,051
		3,573	1,476	0,571	0,272	0,142	0,073	0,042
	800	27,59	8,574	2,730	1,071	0,437	0,224	0,105
		6,262	2,515	1,014	0,484	0,254	0,130	0,075
Hv = $\frac{v^2}{2g}$ (m)	1000	42,91	13,26	4,180	1,640	0,662	0,340	0,159
		9,785	3,920	1,584	0,755	0,396	0,203	0,118
	1200	61,63	19,24	5,980	2,350	0,935	0,480	0,224
		14,08	5,551	2,182	1,094	0,573	0,293	0,170
	1500	93,02	29,67	9,220	3,500	1,440	0,740	0,342
		21,33	8,831	3,560	1,706	0,890	0,457	0,265

FIGURA #21: TABLA DE PERDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERIAS Y ACCESORIOS

Con la ayuda de la Tabla de la Figura #21, determinamos las pérdidas por fricción en la tuberías y accesorios, las cuales se calculan para diferentes flujos, y luego transportamos estos datos a la curva de la bomba Hidrostat, modelo L20DA, con lo cual podemos obtener, la curva de comportamiento dinámico de la bomba para diferentes caudales y para las condiciones particulares de ésta instalación.

Todos los motores funcionaban a 1700 RPM, con lo que determinamos la velocidad de la bomba.

$$\text{RPM}_{\text{bomba}} = \frac{\text{RPM}_{\text{motor}} * D_{\text{motor}}}{D_{\text{bomba}}}$$

DONDE:

D son los diámetros en pulgadas de las poleas respectivas

$$\text{RPM}_{\text{bomba}} = \frac{1700 * 10}{25} = 680 \text{ RPM}$$

25

En la Figura #22, interpolamos 680 Rpm y buscamos su intersección con la curva de comportamiento dinámico, lo cual nos da aproximadamente un consumo de potencia de 113 HP y un caudal de 12000 galones/minuto.

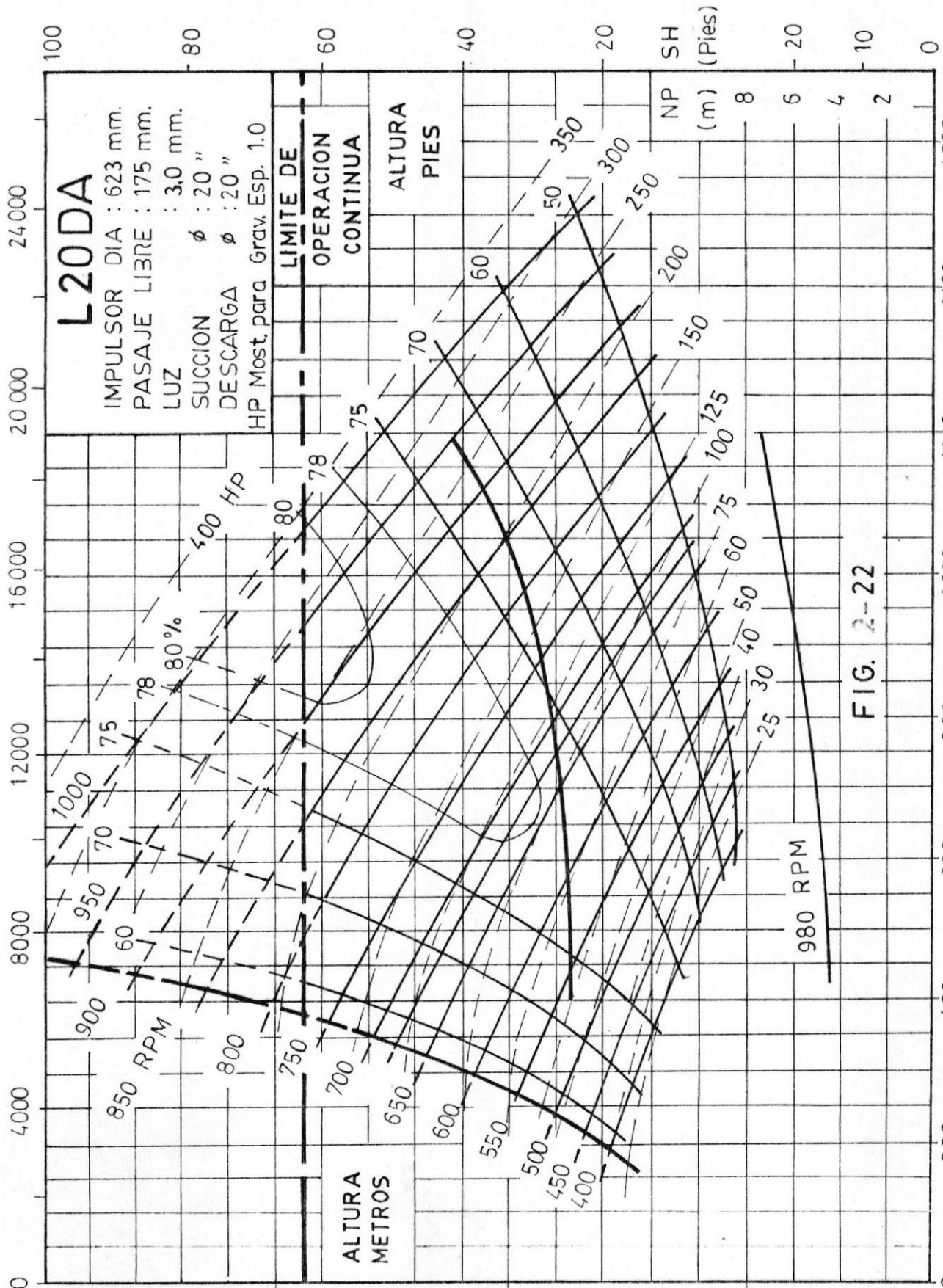


FIG. 2-22

De acuerdo con lo enunciado en la sección 2.3 aplicamos un factor de pérdidas por las poleas y bombas así como el embrague, con lo cual la potencia en el volante del motor sería:

$$P = \frac{113 \text{ HP}}{0,94} = 120.2 \text{ HP}$$

En éste valor ya está incluido la eficiencia de la bomba ya que se obtuvo la potencia a partir de la curva respectiva.

El siguiente paso es calcular la tensión lateral; lateral es un término empírico, debería llamarse tensión o carga radial, debido a la acción de las correas sobre la polea montada en el extremo posterior del arbol de embrague.

Esta fuerza L viene dada por

$$L = \frac{126000 * P * k}{N * D_{\text{motor}}}$$

Para bandas en V, el valor de k= 2,5

$$L = \frac{126000 * 120.2 * 2.5}{1700 * 10}$$

$$L = 2.227 \text{ lbs.}$$

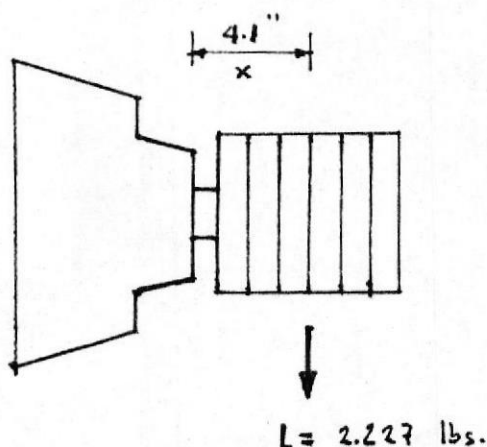
Del Apéndice 3, tomamos los valores permisibles de L para diferentes distancias del embrague clasificado como 111-SP, y si interpolamos 1700 RPM entre 1500 y 1800 RPM podemos construir la siguiente Tabla.

TABLA #3
RESISTENCIA LATERAL DEL EMBRAGUE 111-SP A 1700 RPM.

	DISTANCIA "X" EN PULGADAS.				
	1	2	3	4	5
L (LBS)	2380	2216	2065	1840	1570

De lo cual se deduce que para la carga de 2227 lbs, "x" no debe estar a mas de 1.93 pulgadas.

En la inspección se encontró que el valor de X, conforme se ve en la Figura es de



Este valor no era igual en todos los motores sino:

#1 = 4.2"

#2 = 4.1"

#3 = 4.0"

#4 = 4.1"

Por primera vez, habíamos encontrado un factor de tomarse en cuenta, ya que habría una gran diferencia entre el valor de resistencia indicado por el fabricante y el valor real.

Sin embargo, una pregunta viene a la mente: Si la tabla de resistencia lateral, está dada para proteger principalmente al cojinete principal, y como decíamos en la descripción de las fallas, no se habían reportado problemas, precisamente con los cojinetes, sino siempre con los discos y coronas, no estamos en realidad frente a otro problema?.

En las consultas realizadas al fabricante, estos nos solicitaron investigar algunos puntos, los cuales transcribimos a continuación;

- Carga lateral
- Análisis de vibraciones
- Análisis torsional
- Diagramas y fotos de instalaciones.

El primer punto ya fue calculado, el segundo fue

realizado para 3 motores de CULDEMAR y los resultados con gráficas se incluyen a continuación, junto con sus respectivos comentarios.

Utilizamos un medidor de vibración lineal, con un generador de frecuencia variable, se tomaron valores de desplazamiento total, a frecuencias armónicas, relacionadas con la velocidad de funcionamiento o sea 1700RPM.

A continuación se tabulan dichos datos, correspondientes a las mediciones sobre un eje vertical encima del cojinete principal del embrague.

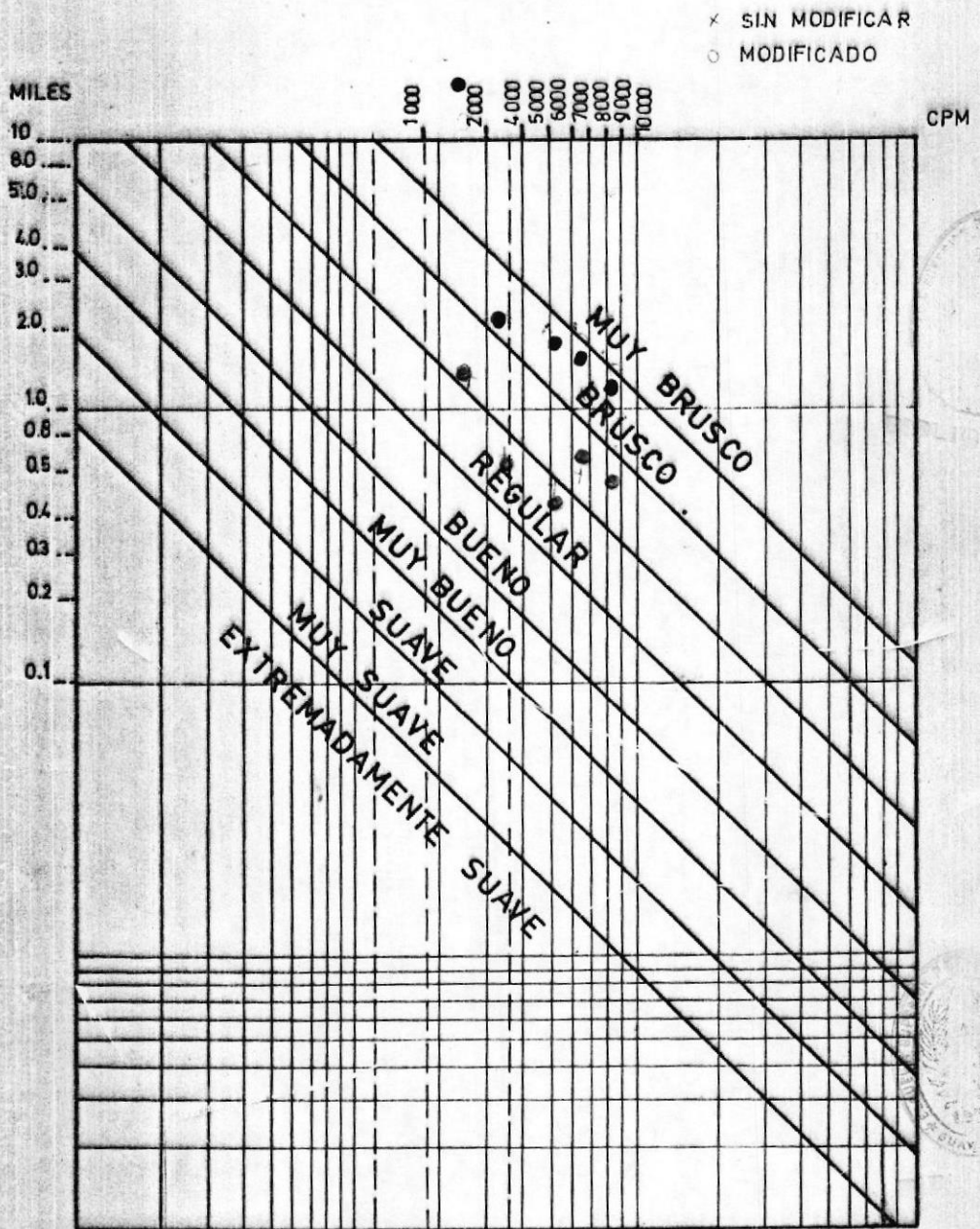
TABLA #4
VIBRACIONES TOMADAS EN CULDEMAR.

FRECUENCIA CICLOS/MINUTO	DESPLAZAMIENTO MILESIMA DE PULGADAS		
	GRUPO 2	GRUPO 3	GRUPO 4
1700	11.1	18.8	16.0
3400	1.2	2.3	2.2
5100	0.9	2.1	1.5
6800	0.95	1.9	1.5
8500	1.0	1.5	1.2

Al graficar estos valores en una carta de severidad de vibración, observamos que todos ellos caen en la zona de funcionamiento "Aspero" o sea con alta

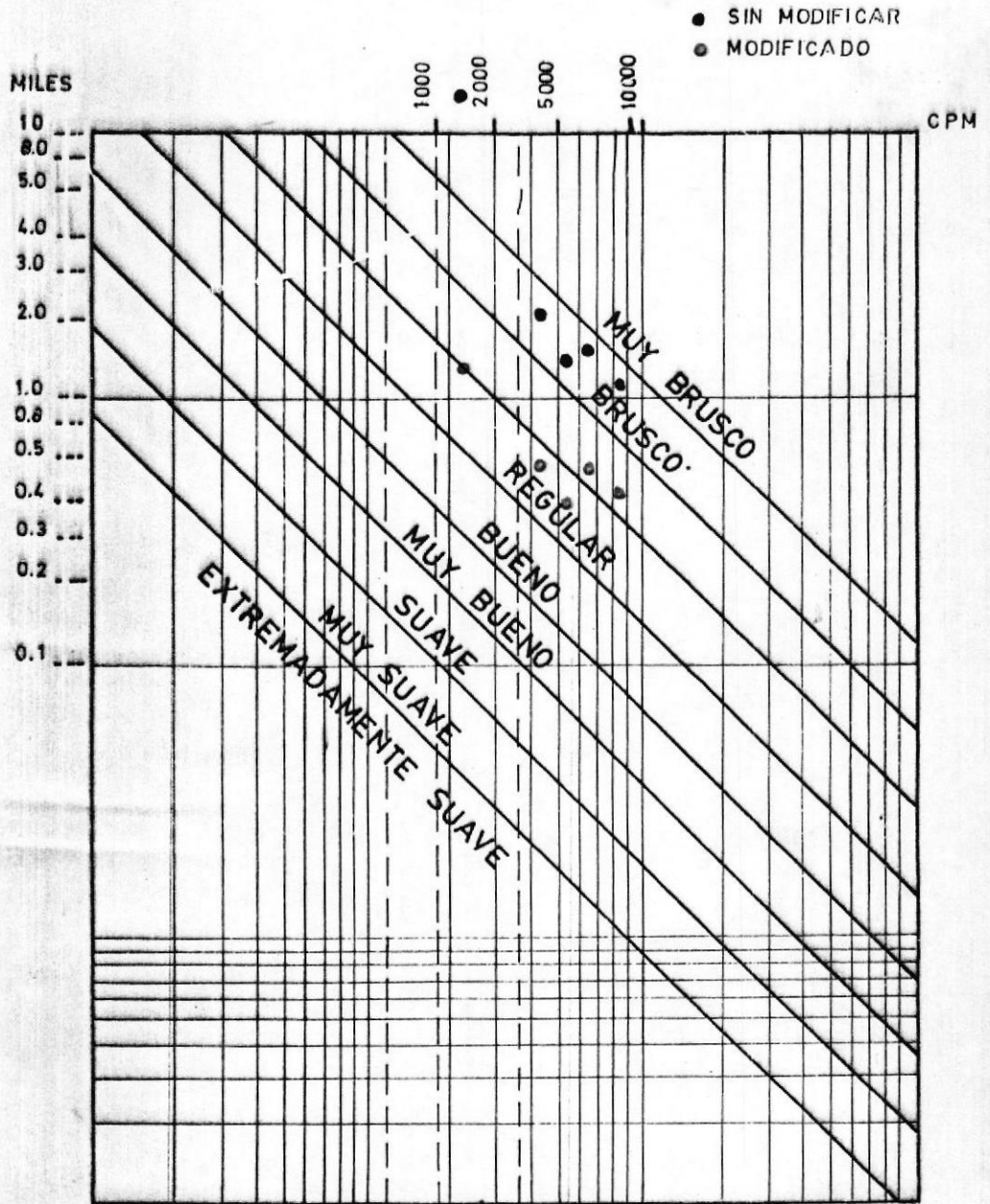
CULDEMAR MOTOR #3

VIBRACION MEDIDA VERTICALMENTE SOBRE EL EMBRAGUE



CULDEMAR MOTOR # 4

VIBRACION MEDIDA VERTICALMENTE SOBRE EL EMBRAGUE



vibración, cuando lo deseable es obtener mediciones entre "smooth" y "fair" o sea suave y aceptable.

Un detalle importante es anotar las horas de vida cuando se tomaron estas lecturas.

Grupo 2 2970	329 horas de reparado
Grupo 3 2243	841 horas de reparado
Grupo 4 1915	887 horas de reparado

La inspección visual de los dientes a través de la tapa, nos indicaba lo siguiente:

Grupo 2	1/16"	aproximado de claridad entre dientes
3	1/8 "	aproximado de claridad entre dientes
4	1/8 "	aproximado de claridad entre dientes

Por segunda ocasión, encontramos un factor de relación directa entre el desgaste de los dientes y una condición física medible, en éste caso la vibración.

Obsérvese que el valor menor de desgaste, corresponde también al menor valor de vibración total, o sea la unidad #2.

Sin embargo, también es preciso considerar que el grupo #2 solo tenía 329 horas de reemplazado el disco, mientras que los grupos 3 y 4 tienen 841 y 887 horas respectivamente, por lo que la cuestión es si el desgaste se produce por la vibración ésta es a causa del desgaste.

En nuestros registros de motores teníamos algunos que no habían sufrido daños por lo que se mandó a hacer el mismo análisis realizado en CULDEMAR, a otra camaronera cercana "Gran Camarón" donde hay 2 motores exactamente iguales a los de CULDEMAR.

en la inspección solo estaba funcionando uno de ellos y los datos tomados se tabulan a continuación

! Motor	!Caterpillar 3208	! 150 HP a 2400 RPM!
! Bomba	! Hidrostral L20DA	! :
! Transmisión	! Correas en V	! 5 bandas C-140
! D _{motor}	! 10 pulgadas	! :
! D _{bomba}	! 24 pulgadas	! :
! RPM _{motor}	! 1600	! :
! RPM _{bomba}	! 666	! :
! HP _{total}	! 103	! :
! L (lbs)	! 2027	! :
! X (pgdas)	! 3.25	! :

Del Apéndice 3, interpolando para 1600 RPM y $x=3.25$, nos da como carga permisible 2035 lbs, o sea que la instalación cumple los requerimientos del fabricante para carga lateral.

CAMARONERA GRAN CAMARON

Mediciones de vibración tomadas verticalmente sobre el cojinete principal del embrague

! CPM	! MILESIMAS DE PULGADAS!
! 1600	! 2
! 3200	! 0.7
! 4800	! 0.6
! 6400	! 0.9
! 8000	! 0.5

Horas del motor = 2084

Desgaste entre dientes = menos de 1/16"

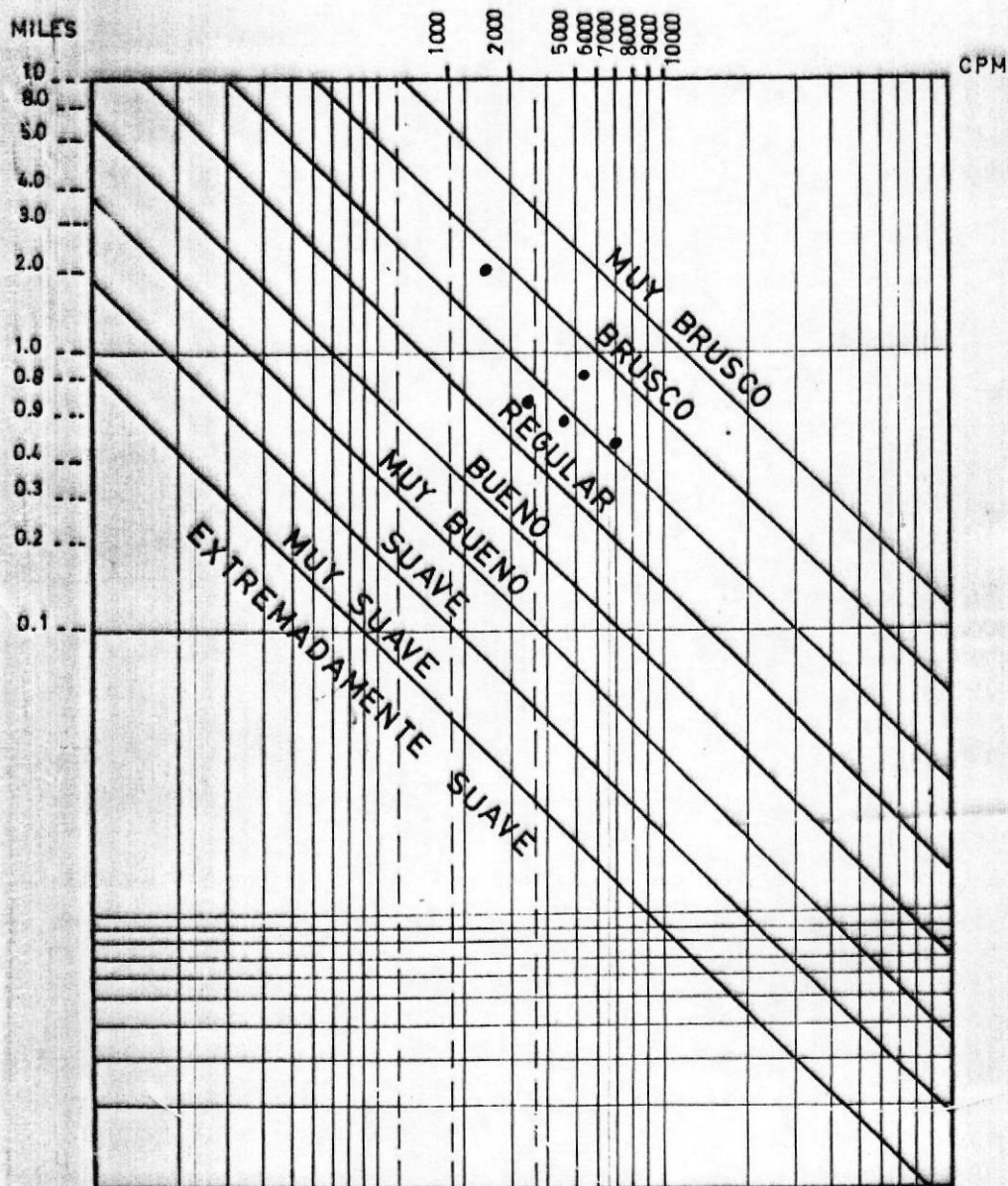
Un detalle importante que se escuchó al bombear fue que solo se bombeaba con marea alta, reduciéndose en ese caso la potencia a unos 85 HP y L a 1673 lbs, lo cual nos dejaría un margen de seguridad de 21%.

Nuevamente encontramos la relación directa entre desgaste y vibración, pero ésta vez en condiciones favorables, o sea pequeño desgaste y nivel de vibración entre "aceptable" y "ligeramente áspero".

En cuanto a la solicitud de la fábrica por un análisis torsional, no fue posible hacerlo, por no disponer de datos de Hidrostal, a pesar de habérselos requerido por escrito. Sin embargo,

GRAN CAMARON

MEDICION DE VIBRACION SOBRE EL EMBRAGUE



posteriormente fue desechada esta necesidad por cuanto las transmisiones de fuerza "Flexibles" como las bandas o cadenas, son consideradas como absorbentes de vibraciones torsionales, no así las cajas de reducción por engranajes que transmiten todo tipo de vibraciones.

Igualmente se enviaron al fabricante, fotos y diagramas de instalaciones, reportes completos de fallas cuyo resumen es el siguiente:

Total de motores con falla	37
Motores 3208	32
Otros modelos	5
Total de fallas de embrague	54
Motores 3208	48
Otros modelos	6
% de motores fallados	41
% de motores 3208 fallados	46
% de otros modelos	11

Desde luego, esta estadística corresponde a motores con embragues bajo carga lateral o sea con polea y bandas. Aunque también hay fallas en otros modelos, su porcentaje es solo la cuarta parte de los 3208, por lo que se decidió que cualquier solución que se encuentre para este modelo, servirá también para

los otros. Se revisaron algunas otras condiciones como tensión en las bandas, sujeción del motor a sus bases y éstas al piso, alineamiento, etc. Todas las cuales serán analizadas en el capítulo de las recomendaciones.

Una vez presentado el problema y sus probables causas, es momento de pasar al análisis y puesta en ejecución de las posibles soluciones.

2.5 ALTERNATIVAS DE SOLUCION

Hemos visto que los únicos factores adversos encontrados en las fallas son dos:

- 1.- Excesiva carga lateral
- 2.- Excesiva vibración lineal.

Sobre el punto 1, es importante anotar que más que exceso de carga lateral, lo que tenemos es un excesivo momento flector, ya que para efectos prácticos, la carga aplicada sobre la polea por la tensión de las bandas, puede suponérsela como una fuerza actuando sobre una viga en voladizo y por lo tanto, mientras mayor sea la distancia "X", mayor será el momento flector para una misma fuerza. Observemos la ecuación:

$$L = \frac{126000 * HP * k}{RPM * D}$$

$$RPM * D$$

En ella se ve que los valores que incrementan L es solo la potencia demandada, la cual es función principalmente del caudal de agua y altura total de bombeo. Los factores que reducen L son la velocidad de rotación y el diámetro de la polea impulsora, en consecuencia podrían jugarse con estos valores para obtener una solución satisfactoria.

En la práctica, no se pueden realizar fácilmente, cambios de tipo estructural, en una instalación permanente, por lo que cualquier decisión que se tome, debe ser cuidadosamente planificada.

Sin embargo, es relativamente fácil, realizar los estudios pertinentes a ambos puntos, por lo que la primera medida a tomar, fue revisar las instalaciones de los 37 motores fallados hasta ese momento, tomar medidas de vibración de todos ellos, así como realizar experimentaciones en los motores de CULDEMAR, en busca de soluciones.

La primera acción fue reemplazar los discos y coronas de las unidades 3 y 4 de CULDEMAR y tomar medida de las vibraciones. Los resultados fueron muy alentadores ya que al funcionar los embragues

con partes nuevas, la vibración fue muy baja, como se muestra en la Tabla #5.

TABLA #5
NIVEL DE VIBRACIONES CON EMBRAGUE REPARADO
EN CULDEMAR.

FRECUENCIA CPM	#3 MILES	#4 MILES
1700	1.4	1.3
3400	0.5	0.5
5100	0.45	0.4
6800	0.6	0.5
8500	0.5	0.45

Simultaneamente, se tomaron vibraciones a 3 motores recién entregados (entre 50 y 200 horas de funcionamiento) y los resultados fueron similares, es decir:

Embrague sin desgaste ---> Vibración Baja.

Y por otra parte mediciones a motores con embragues gastados nos dió vibraciones elevadas o sea:

Embrague con desgaste ---> Vibración alta.

En consecuencia podríamos concluir, que la vibración en si, no es la causa del prolema, sino el efecto del desgaste de las partes del embrague.

Partiendo de esta premisa, podemos ahora concentrar nuestros esfuerzos en solucionar el efecto adverso del excesivo momento flector sobre el embrague. Observemos la siguiente tabla tomada del Apéndice e interpolada para tener más valores aproximados a los encontrados en las instalaciones.

TABLA #6
EMBRAGUES 111-SP
CARGA PERMITIDA LATERALMENTE EN LIBRAS

RPM	DISTANCIA "X" (PULGADAS)							
	2	2.5	3.0	3.5	4	4.5	5.0	
1500	2310	2222	2135	1987	1840	1705	1570	
1600	2263	2182	2100	1969	1840	1709	1570	
1700	2216	2141	2065	1952	1840	1705	1570	
1800	2170	2101	2031	1935	1840	1705	1570	
1900	2140	2071	2003	1921	1840	1705	1570	
2000	2110	2042	1975	1907	1840	1705	1570	
2100	2080	2013	1947	1893	1840	1705	1570	
2200	2050	1974	1920	1864	1810	1690	1570	
2300	2020	1945	1892	1835	1780	1675	1570	
2400	1990	1927	1865	1807	1750	1660	1570	

La tendencia de esta tabla es simple, mientras mayor es "x" menor la resistencia del embrague a la carga lateral, y mientras mayor, la velocidad, también menor.

Sin embargo nótese que a distancias de "X" sobre las 4 pulgadas, el efecto de la velocidad sobre la resistencia es mínimo con tendencia a nulo.

Decíamos que la distancia "X" es la distancia desde el "hombro" del embrague al centro de aplicación de la carga, veamos ahora que posibilidades tenemos de reducir esta distancia "x".

Consideremos en primer lugar las poleas. en el mercado se pueden obtener varios tipos: macizas, huecas, con nervios radiales. estas poleas pueden ser de fabricación local o importadas. Generalmente son fundidas y maquinadas y luego balanceadas dinámicamente. Veamos dos tipos de ellas

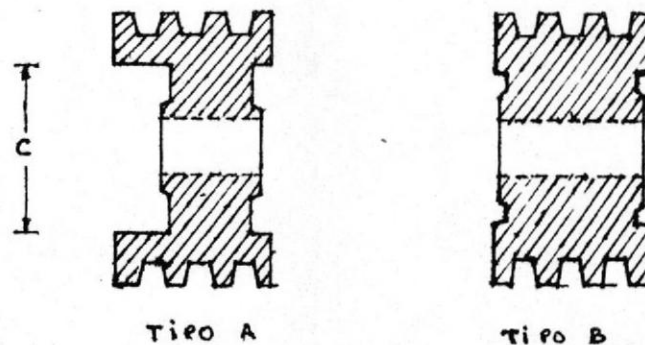


FIGURA #23: POLEAS TIPO A Y TIPO B

En el tipo A, habría la posibilidad si la distancia C lo permite, que la polea "Emboque al embrague" y se lo pueda acercar, reduciendo así la distancia "X"; en el tipo B definitivamente no existe esta posibilidad.

El diámetro del árbol del embrague es 2.25" y en ese diámetro, la mayoría de las poleas de 5 y 6

canales son del tipo A, a partir de las 9" de diámetro. Obsérvese también que la "manzana" de la polea, no está centrada, sino desplazada hacia adelante lo cual indica que la polea está concebida para ser instalada lo mas cercana posible para reducir el momento flector.

Sin embargo, en no todas las poleas se encontró que la distancia "C" era lo suficientemente grande para embocar al embrague; en la mayoría de los casos, esto solo ocurrió con poleas de 12" de diámetro y mayores. Esta podría ser una solución, o sea reemplazar las poleas, por otras de 12" de diámetro y más grandes, con lo cual no sólo nos acercamos al embrague, sino también reducimos L.

También debemos considerar el hecho de que las poleas tienen un ancho mínimo como se ve en la Tabla #6.

TABLA #7

DIMENSIONES DE POLEAS TIPO C

# DE CANALES	ANCHO (PGDAS)
4	4.5
5	5.5
6	6.5
7	7.5

Con todos estos datos, recalculamos para los motores de CULDEMAR, la carga lateral L.

Utilizaremos:

$$D_{\text{motor}} = 12 \text{ pulg.} \quad x = 3 \text{ pulg.}$$

Al reemplazar la polea de 10" por una de 12 la velocidad de la bomba será:

$$\text{RPM}_{\text{bomba}} = \frac{1700 * 12}{25} = 816 \text{ RPM}$$

25

Con el cual usando la curva de la bomba, (Figura #22) la potencia total será:

$$P = 170 \text{ HP}$$

Para el motor 3208 es imposible entregar 170 HP en forma continua a 1700 RPM. Por lo tanto debemos reducir la velocidad de la bomba al mismo nivel anterior o sea con la relación de poleas 2.5:1.

$$D_{\text{bomba}} = D_{\text{motor}} * 2.5$$

$$D_{\text{bomba}} = 12 * 2.5 = 30 \text{ pulg.}$$

Con lo cual la potencia sigue siendo 120,2 HP y :

$$L = \frac{120.2 * 126000 * 2.5}{1700 * 12} = 1856 \text{ lbs.}$$

$$1700 * 12$$

Según la Tabla de resistencia para $X = 3$ pug.

$L = \text{permisible} = 2065 \text{ lbs.}$

Este valor es mayor que 1856 lbs. y por lo tanto la solución es buena, pero implica el reemplazo de las 2 poleas y quizás de las bandas, con un costo aproximado en esa época de unos \$1200 (dólares).

Se procedió a realizar este cambio en los grupos 3 y 4 y hacer un seguimiento del desgaste de los discos si este continuase. La labor de control se la realizó durante unos 6 meses para poder obtener resultados ciertos. A continuación se tabulan los resultados obtenidos medidos con láminas de calibración en milésimas de pulg. para obtener valores bastante aproximados a la realidad. Cabe indicar que para realizar este control se instalaron discos nuevos en todos los embragues incluidos los motores 1 y 2, pero a estos últimos solo se les acercó una media pulgada la polea quedando la distancia como sigue:

$X_1 = 3.6''$ $X_2 = 3.5''$ $X_3 = 3.0''$ $X_4 = 3.0''$.

A continuación aparecen tabulados los valores de la claridad entre dientes, anotando que para facilidad de lectura hemos considerado como si todos los motores iniciaron el control con cero horas.

TABLA #8
 MEDICIONES DE DESGASTE DE DISCO
 EN CULDEMAR

GRUPO 1		GRUPO 2		GRUPO 3		GRUPO 4	
HORAS	CLARIDAD	HORAS	CLARIDAD	HORAS	CLARIDAD	HORAS	CLARIDAD
0	0.016	0	0.016	0	0.016	0	0.016
78	0.024	100	0.025	72	0.020	81	0.021
215	0.035	241	0.034	226	0.028	234	0.030
361	0.048	398	0.049	385	0.037	399	0.041
518	0.061	586	0.061	554	0.042	572	0.044
685	0.074	800	0.075	807	0.054	841	0.057
859	0.089	943	0.089	980	0.063	1015	0.065
1022	0.108	1103	0.103	1247	0.071	1289	0.074
1230	0.125	1311	0.121	1456	0.081	1501	0.085
1473	0.141	1396	0.127	1700	0.094	1766	0.098
1591	CAMBIO	1396	0.127	1851	0.102	1927	0.106
		1483	0.130	2088	0.113	2135	0.117
		1704	0.138	2352	0.127	2420	0.132
		1815	CAMBIO	2490	0.136	2572	0.140

Aunque los resultados no son excelentes, demuestran una buena mejoría; las unidades 3 y 4, aunque están cerca del límite de vida de los discos han durado unas 1000 horas más que la 1 y 2. Este resultado fue considerado bueno por el propietario de la camaronera y estuvo dispuesto a reemplazar las poleas en los otros 2 motores a su costo, ya que IIASA, solo le había vendido los motores, siendo el resto del equipo, así como su instalación, responsabilidad del usuario.

Decíamos que los resultados no eran excelentes, ya

que nuestra aspiración era conseguir una vida media del disco de unas 4000 horas y solo habíamos obtenido unas 2500 en consecuencia, era necesario seguir investigando las posibles causas del problema y experimentar soluciones, así como naturalmente desarrollar un plan para evitar problemas a los motores ya vendidos pero no instalados y determinar especificaciones técnicas para la correcta instalación de los motores, así como asegurar que tanto los motores como sus accesorios, fueran correctamente seleccionados y dimensionados para las aplicaciones requeridas.

Todos los valores obtenidos fueron enviados a la fábrica para su análisis y aunque ellos nos dieron su aprobación, considerando que seguíamos una buena pista, nos insistían en que podría haber una fuerte influencia de vibraciones lineales y torsionales, pero en todo caso nos ofrecieron contestar pronto nuestro requerimiento por soluciones definitivas.

Mientras esto se producía, nos dedicamos a llenar un registro completo de todos los motores entregados en los últimos 2 años para realizar cálculos para cada caso en particular y tomar así las decisiones que veremos en el siguiente Capítulo.

CAPITULO III

CORRECCION DE LA FALLA

En este Capítulo, relataremos todas las acciones tomadas para corregir la falla, así como los planes de prevención de las mismas y una evaluación final de los resultados que nos permita medir la efectividad del análisis y soluciones llevadas a cabo.

3.1 SOLUCIONES A FUTURO.

En el Capítulo anterior, vimos como utilizando las Tablas de Capacidad de carga lateral de los embragues, se determinó que en los embragues con falla, estos valores eran excedidos ampliamente o sea que la selección de los embragues para las condiciones reales de trabajo, eran inapropiadas, dando por resultado que el embrague trabaje en condiciones de sobrecarga lateral y por

consiguiente se produzcan las fallas, dependiendo la gravedad de estas seguramente, del grado de exceso de carga lateral sobre los valores especificados en la Tabla #6 .

Nos planteamos entonces como objetivo prioritario, evitar que el problema aumente y el primer paso fue revisar con los representantes de fábrica nuestros pedidos de nuevos motores. Era evidente que el embrague del motor 3208, instalado hasta ese entonces, o sea el embrague 111-Sp no nos daba ningún factor de seguridad ya que se demostró que se producían fallas en motores, con una entrega efectiva de 120 HP, cuando los motores eran de 150 HP, luego también observamos que en el mejor de los casos, podíamos trabajar con un mínimo de 5 bandas, cuya polea equivalente tenía un ancho de 5.5 pulgadas y suponiendo que la pusieramos junto al embrague, sin ninguna claridad, tendríamos una distancia "X" de 2.75" debido a lo cual el máximo valor de L permisible es de alrededor de 2100 lbs. con lo cual no deja de dejar ningún margen de seguridad ya que la mayoría de las cargas están muy cerca de ese valor; en consecuencia fue una decisión general tanto de nuestra parte como del personal de CATERPILLAR, que se debería emplear un embrague con una capacidad de carga lateral mayor.

Por lo tanto procedimos a seleccionar un embrague de mayor resistencia, por lo cual repetimos los pasos para escoger un embrague adecuado, dado en el numeral 2.3.

- 1.- Potencia, como una norma el embrague debe ser capaz de soportar la potencia nominal del motor o sea 150 HP a 2400 RPM.
- 2.- Dimensiones físicas, el embrague debe acoplarse a la caja del volante del motor, el cual según la Figura #6 se ofrece en las versiones SAE 2 ó SAE 3, siendo la SAE 2, la actualmente utilizada. Si deseamos un embrague mas resistente no deberíamos reducir su tamaño por lo cual continuamos utilizando un embrague con carcasa SAE 2.
- 3.- Carga lateral, calculemosla a partir de 150 HP 2400 RPM y $D= 12"$.

$$L = \frac{150 * 126000 * 2.5}{2400 * 12} = 1640 \text{ lbs.}$$

Con este valor de L podríamos tener la carcasa hasta una distancia "X" de 4.5 " sin excedernos la capacidad, pero debe tenerse en cuenta que si utilizamos 2400 RPM en el motor y 12 ppgdas. en la polea, para poder mantener la bomba en el rango de

los 140 HP, la bomba debe girar a una 760 RPM o sea una relación de velocidades de $2400/760 = 3.15$ y por lo tanto la polea de la bomba debe tener un diámetro de :

$$D_{bomba} = D_{motor} * 3.15 = 38"$$

Lo cual también es una polea bastante grande.

Téngase también en cuenta que para transmitir 150 HP, se necesitaran un mínimo de 6 bandas y quizás 7 con lo cual "x" va a estar alrededor de 4", o sea que si revisamos todos estos factores concluimos que el embrague 111-SP tiene serias limitaciones de carga lateral ya que debemos utilizar un embrague que nos de valores mas altos de resistencia lateral.

Nuevamente consultamos el Apndice y vemos el embrague 211-SP cuya tabla de resistencia la transcribimos interpolada por comodida..

TABLA #9

CARGA LATERAL PERMISIBLE DEL EMBRAGUE
211-SP EN LIBRAS, A DISTINTOS VALORES DE "X".

RPM	3"	3.5"	4.0"	4.5"	5.0"	5.5"	6.0"
1500	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690
1600	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690
1700	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690
1800	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690
1900	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690
2000	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690
2100	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690
2200	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690
2300	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690
2400	2710	2485	2255	2090	1930	1810	1690

Se destaca que la capacidad de carga lateral, no cae con la velocidad como en el caso del embrague 111-SP, lo cual nos permite emplear el motor en un régimen de alta potencia y conservar un buen factor de seguridad como mostramos en el cuadro.

TABLA #10

FACTOR DE SEGURIDAD DEL EMBRAGUE PARA 150 HP
A VARIOS VALORES DE X.

X PUG.	Lpermisible	FACTOR DE SEG
3	2710	1.65
3.5	2485	1.52
4.0	2255	1.37
4.5	2090	1.27
5.0	1930	1.18
5.5	1810	1.10
6.0	1690	1.03

Si consideramos que los valores de X van a estar entre 3 y 4 pulgadas, tendremos un excelente factor de seguridad que como se vio en el caso de "Gran Camarón" fue de 1.21 sin que se hayan producido fallas.

De esta manera hemos logrado un embrague con mayor capacidad; siendo su costo adicional \$280 (dolares) F.O.B, pero tiene la ventaja que permite aprovechar toda la potencia del motor.

El segundo problema a resolver , fue algo que se encontró en el proceso de investigación del problema; prácticamente todos los usuarios manifestaron que nadie se había preocupado de asesorarlos respecto de la instalación de los equipos, ni el distribuidor del motor, ni el distribuidor de la bomba, ni del contratista de la instalación de los equipos.

Mucho más grave aun, pudimos observar que muchos equipos habían sido instalados sin ningún criterio técnico, demostrando un desconocimiento del funcionamiento, especialmente del motor.

Encontramos muchos motores operando en condición de sobrecarga ya que estaban siendo demandados por

potencia en una velocidad en la cual el motor pueda entregar una potencia menor. Ejemplo , observese la curva de rendimiento del motor 3208 a distintas RPM.

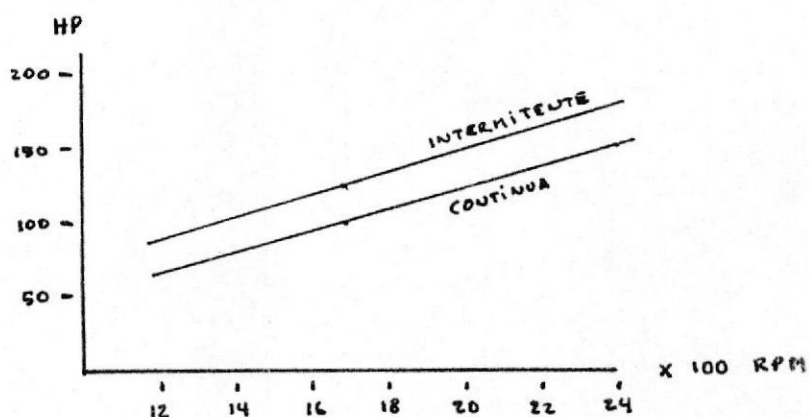


FIGURA #24: CURVA DE RENDIMIENTO DEL MOTOR 3208.

Consideremos el caso de CULDEMAR, en el cual necesitaba 120 Hp a 1700 RPM. El motor 3208 a 1700 RPM puede entregar 98 HP continuos o 125 HP intermitentes. Para obtener la potencia de intermitente, se debe regular el sistema del combustible del motor para inyectar mas diesel a los cilindros, pero no se debe operar en este rango más de 1 hora seguido de 12 horas a la potencia continua o menos. En verdad en las camaroneras, la máxima carga se produce al bombear con el nivel de agua más bajo y luego la carga se reduce, pero este proceso no dura 1 hora sino mucho más.

El resultado de esta operación es una vida más

corta del motor ya que está recibiendo esfuerzos mecánicos y térmicos para los cuales no fue diseñado. Para no apartarnos mas del tema, se decidió que el asesoramiento al comprador de un motor debía incluir un estudio de ingeniería para cada aplicación en particular, así como elaborar un manual de instalación del equipo con todas las indicaciones necesarias para asegurar un funcionamiento correcto y duradero. En ella están incluidas dimensiones de poleas, distancias X, recomendaciones sobre cimientos y estructura de base, etc.

3.2 MODIFICACIONES DE LOS SISTEMAS EXISTENTES

Mientras tanto, fue necesario tomar acciones para eliminar el problema en los otros motores con falla, siendo necesario indicar que habían transcurrido casi 8 meses desde que se inició la investigación y las fallas se habían multiplicado sobrepasando las 60.

Se utilizaron todos los datos obtenidos en la investigación y se calculó L para todos los casos, siendo los resultados los siguiente.



TABLA #11

CARGA LATERAL PARA LOS MOTORES

3208 CON FALLA

L (LIBRAS)	# DE MOTORES
1600 - 1700	2
1700 - 1800	1
1800 - 1900	3
1900 - 2000	3
Más de 2000	31
TOTAL	40

A todos los motores con menos de 2000 lbs. de carga lateral, se instaló una polea de 10" con manzana descentrada, con lo cual la distancia X se redujo en todos los casos a menos de 3".

Esta labor implica también desplazar un poco al motor en sentido axial ya que no siempre es posible mover la polea de la bomba para mantener el alineamiento de las bandas.

En todos estos motores la duración de los discos era alrededor de las 2000 horas, pero la distancia X era muy variable y habían casos de hasta 7" para lo cual el embrague 111-SP no se recomienda su empleo.

Los resultados de estos motores se tabulan a

Continuación.

Motores con L menor de 2000 lbs.

Total de motores	7
Fallas antes de la revisión	9
Promedio de duración de los discos	1854
Fallas después de la modificación	3
Promedio de duración de los discos	2711

A los restantes 31 motores, basados en la experiencia de CULDEMAR, fue necesario instalar la polea del motor de 12" para reducir el valor de L, pero en muchos casos tenían poleas de 11" por lo que el efecto no era muy apreciable; además tal como calculamos para CULDEMAR, al aumentar la velocidad del motor, la bomba también demandó más potencia. En aquellos casos en los cuales el cliente no quiso instalar otra polea de la bomba por su costo, se recomendó no bombear con la marea baja para reducir la carga del motor. En compensación recibiría más caudal durante la operación debido al aumento de velocidad.

En todo caso a todos los motores se acercó la polea al embrague obteniendo un X de 2.75, y se recomendó no utilizar más de 6 bandas y en los casos de potencia entre 100 y 110 HP se indicó usar solo 5

bandas, así como no templar las bandas en exceso sino lo suficiente tal como se indica en los catálogos de correas en V. Ver Apéndice

Los resultados obtenidos se tabulan a continuación:

Motores con L mayor a 2000 lbs

Total de motores	30
Fallas antes de modificaciones	48
Promedio de duración de los discos	1400 aprox.
Fallas después de modificaciones	21
Promedio de duración de los discos	2300 aprox.

Debido a la gran cantidad de motores involucrados, los datos son solo aproximados ya que el proceso de control tomó cerca de un año. Cabe indicar también que para muchos propietarios fue una sorpresa que alguien se interesara por su motor 2 años después de haber sido instalados y que luego los someta a un control, que justo es decirlo en la mayoría de los casos se los encargó a ellos mismos y por lo tanto, el margen de error es significativo debido a error de información o falta de la misma.

Queda solo por delante, evaluar los resultados para obtener conclusiones acertadas, aunque debido al formato de este informe, todos los resultados se van obteniendo conforme se avanza el informe y

unicamente procederemos a ordenarlos en una forma de resumen que permita apreciarlos en conjunto sin abarcar una lectura extensa.

3.3 ANALISIS DE RESULTADOS

Para analizar los resultados, procederemos a plantear el problema, la solución tomada y los resultados obtenidos.

1.- Desgaste prematuro de los discos y coronas.

- Se investigó fallas de diseño?

No se encontraron fallas de diseño.

- Se investigó fallas de aplicación?

Se encontró excesiva carga lateral

- Se investigó la presencia de vibración anormal?

Se encontró excesiva vibración.

- Se investigó causas de la vibración?

La vibración fue causada por el desgaste de los discos, a mayor desgaste mayor vibración.

- Se buscó la causa del exceso de momento flector?

En general, la distancia X era alta .

- Fue fácil reducir L y X ?

No es fácil reducir L. en la mayoría de los

casos se obtuvieron reducciones sustanciales de X.

- Se obtuvo una eliminación de la falla?

No, solo se consiguió reducir la magnitud de la misma.

- Fue significativa la mejoría?

Si, de 65 fallas en 14 meses, pasó a 24 en 11 meses, una reducción del 53%

- Y la vida de los discos?

Mejóro, de 1471 horas a 2351 un aumento del 60%

- Es eso bueno?

No completamente, lo normal es 4000 horas.

- O sea que el problema persiste?

No sabemos, a esta fecha los motores tienen de 7 a 10 años y muchos de ellos ya completaron su vida útil.

- Pero el problema puede repetirse?

No para estos motores, ya que ahora se instalan embragues 211 con mayor resistencia.

- Estos no han tenido problema?

el porcentaje de fallas es inferior al 10% la mayoría de ellos por defectos de operación.

- Cúal es el mecanismo de la falla?

Esta pregunta es importante, ya que no se ha abordado el tema, pero podemos elaborar una

teoría basado en el hecho de que la causa de la falla es el exceso de momento flector.

Utilizamos nuevamente la Figura #5 o sea el corte longitudinal del embrague, en el observamos el árbol montado sobre 2 cojinetes cónicos de rodillos instalados en la carcasa del embrague y en el extremo hay un cojinete recto de bolas que sirve de guía de acuerdo a lo encontrado en las fallas, siempre fue necesario reemplazar el cojinete de guía, que es un cojinete de bolas 6306 con doble obturación para engrase permanente.

Como en términos generales, el rodamiento estaba en mal estado podemos suponer que no había una adecuada guía del árbol y que además debido al juego del cojinete, el árbol puede desplazarse rápidamente, induciendo repetidas cargas de choque sobre los discos y corona, por lo que estos contruidos de un material suave, se desgastan rápidamente.

Indudablemente, al funcionar con un momento flector alto, imponía una fuerte carga sobre el cojinete causando su deterioro y la falla consiguiente.

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Al llegar al fin de este informe, vamos a resumir el procedimiento a llevarse en aplicaciones que incluyan un conjunto de transmisión de potencia formado por un embrague, poleas y bandas.

En primer lugar, debe evitarse el uso de bandas planas ya que el coeficiente k es igual a 3, y cuando se deben templar en exceso para evitar su patinamiento. Lo ideal sería utilizar cadenas por cuanto k es 1 pero estas son muy caras y ruidosas.

Luego, debemos calcular la potencia demandada cuidadosamente y agregar un 5 % de pérdidas en el conjunto embrague-bandas. Con este valor de la potencia calcularemos L procurando obtener al momento de

seleccionar el embrague un factor de Seguridad de 1.2 Sin embargo, esto es apropiado para aplicaciones ligeras e intermedias como por ejemplo bombas centrífugas o ventiladores; aplicaciones como compresores alternativos o trituradores de roca en la cual van a existir cargas de impacto o demands de torque instantáneas muy altas deberían utilizar factores de seguridad mayores, tanto para la capacidad de carga lateral, como para la transmisión de potencia a través de los discos. Véase el Apéndice 2

Luego tenemos que mantener el esfuerzo de flexión sobre el embrague, tan bajo como sea posible, procurando que la distancia X sea la mínima. Se puede conseguir esto utilizando poleas interiormente huecas, con la manzana descentrada y del diámetro suficiente par "embocar" el extremo del embrague. También es importante no utilizar excesivo número de bandas para mantener bajo el valor de "X".

La instalación de los equipos debería contar con la dirección de un profesional de Ingeniería Mecánica para asegurar que se observen las especificaciones técnicas requeridas para obtener un funcionamiento confiable y duradero.

El personal de operación debe ser instruido perfectamente en detalles de mantenimiento como el tensado de las

bandas. Unas bandas demasiado tensas ocasionarán un incremento del esfuerzo de flexión. Se debe seguir correctamente las instrucciones de lubricación del embrague, periodicamente se deben revisar los graseros para ver si no están obstruidos. Tampoco debe aplicarse grasa en exceso dentro del collarín, pues esta llegará a los discos, ocasionando patinamiento de los mismos.

La selección y aplicación de equipos mecánicos de cualquier índole, debe estar en manos profesionales que permitan que tanto el equipo como sus accesorios, tengan la compatibilidad necesaria y cumplan las funciones que se esperan de los mismos. En el caso materia de este informe es evidente que no hubo un asesoramiento adecuado. Actualmente el distribuido de CATERPILLAR no vende un motor sin que exista un estudio previo elaborado por su departamento técnico, en el cual laboran algunos ingenieros y egresados de Ingeniería Mecánica. Los resultados son obviamente positivos y sugiero que tanto la ESPOL como el Colegio de Ingenieros Mecánicos deberían coordinar una campaña en el sentido de lograr que todas las empresas que distribuyan maquinarias, deberían contar con un Ingeniero Mecánico en la posición de selección y aplicación de la máquinas.

Pensamos que este Informe ha ilustrado como se puede tener un problema serio cuando no se siguen los pasos aconsejados por la Técnica tanto en la selección y

aplicación de equipos y accesorios, así como su instalación sin una dirección profesional apropiada.

Al concluir éste informe, quiero hacer una especial mención, que si bien es cierto que aquí solo se menciona los embragues TWIN DISC y los motores CATERPILLAR, las recomendaciones y procedimientos enunciados se pueden aplicar a cualquier sistema similar donde exista un embrague sometido a carga lateral.

APENDICE 1

FACTORES DE SERVICIO SEGUN APLICACION

	CARGAS LIGERAS	CARGAS MODERADAS	CARGAS MEDIANAS	CARGAS PESADAS
	El torque de arranque es igual ligeramente mayor que el torque de funcionamiento	Alto torque de arranque o torques de funcionamiento superior promedio.	El torque de arranque es aproximadamente el doble que el torque de funcionamiento	Alto torque de arranque, cargas de choque, ligeros torques recargos en funcionamiento
EQUIPO MOTRIZ	Bombas Centrifugas, mezcladores de líquidos, ventiladores ligeros. Compresores	Máquinas herramientas, bombas centrifugas de Servicio pesado, Bandas de	Bombas de dragados, Bombas de hormigón, Bombas de fluidos muy viscoso.	Bombas reciprocantes, Compresores de pistones trituradores y molinos de roca
TURBINAS DE VAPOR, GAS, O AIRE	1.00	1.25	1.50	1.50
MOTOR DE CC - CORRIENTE ALTER.	1.25	1.50	1.50	1.50
MOTOR DE CC - CORRIENTE DIRECTA, MOT. HIDRAUL.	1.25	1.50	1.50	1.75
MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA DE GASOILINA O GAS.	2.00	2.00	2.50	Consultar al fabricante.
MOTORES DIESEL	2.0	2.50	2.75	Consultar al fabricante



APENDICE 2

CLASIFICACION DE EMBRAGUES POR APLICACION

SERVICIO CLASE I

El embrague es utilizado para conectar y desconectar la fuerza de la carga. El embrague se enganchará en máximo 2 segundos, sin que los platos de presión se calienten más de 50°F sobre la temperatura ambiente, y una vez enganchado es operado por una o más horas antes de repetir el ciclo.

SERVICIO CLASE II

El enganche del embrague puede tomar hasta 3 segundos sin calentarse los platos de presión más de 100 °F sobre la temperatura ambiente y una vez enganchado es operado por una o más horas antes de repetir el ciclo

SERVICIO CLASE III

En enganche del embrague puede tomar hasta 4 segundos sin calentarse más de 150 °F sobre la temperatura ambiente y una vez enganchado es operado por una o más horas antes de repetir el ciclo.

SERVICIO CLASE IV

Para aplicaciones donde los requerimientos y/o severidad de la aplicación excede las clasificaciones anteriores. Cada aplicación debería ser evaluada individualmente.

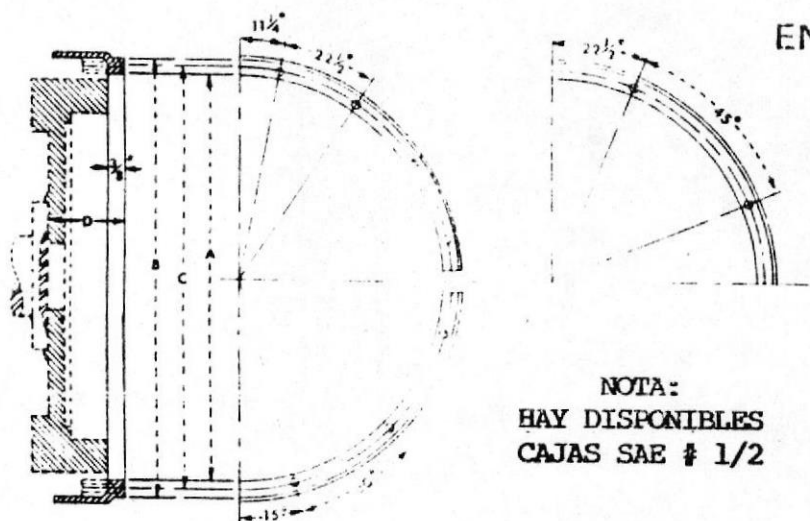
TIPO DE APLICACIONES	CLASE DE SERVICIO
Agitadores y mezcladores de líquido	I
Agitadores y mezcladores de sólidos y semisólidos	II
Bombas centrífugas	I
Bombas contra incendio	I
Bombas de concreto	III
Bombas hidráulicas	I
Bombas de lodos	II
Bombas de pistones	III
Compresores centrífugos	II
Compresores de Tornillo	II
Compresores de Lóbulo rotativo	III
Compresores de pistón, 3 o más cilindros	III
Compresores de pistón, 1 o 2 cilindros.	IV
Dragas	III
Elevadores	II
Generadores eléctricos	II
Molinos de Bola	II
Sopladores	II
Trituradoras de roca	IV

Tecles	III
Ventiladores	II
Winches	III

APENDICE 3

CARGA LATERAL PERMISIBLE EN EMBRAGUES TWIN DISC

TIPO DE EMBRAGUE	RPM	DIMENSION "X" (PULG)						
		1	2	3	4	5	6	7
108-C	1000	1495	1110	895	735	630		
	2000	1495	1110	895	735	630		
	3000	1495	1110	895	735	630		
111-SP	1000	2790	2600	2240	1840	1570		
	1200	2630	2450	2240	1840	1570		
	1500	2480	2310	2135	1840	1570		
	1800	2330	2170	2031	1840	1570		
	2100	2335	2180	1947	1840	1570		
	2400	2140	1990	1865	1750	1570		
	2800	2040	1900	1775	1670	1570		
211-SP	1000	4540	3395	2710	2255	1930	1690	
	1200	4370	3395	2710	2255	1930	1690	
	1500	4135	3395	2710	2255	1930	1690	
	1800	3900	3395	2710	2255	1930	1690	
	2100	3725	3395	2710	2255	1930	1690	
	2400	3550	3330	2710	2255	1930	1690	
	2800	3391	3164	2710	2255	1930	1690	
114-SP	1000	3390	2600	2620	1780	1535	1350	1210
	1500	3390	2600	2120	1780	1535	1350	1210
	2000	3390	2600	2120	1780	1535	1350	1210
214-SP	1000	5980	4700	3880	3290	2870	2540	2270
	1500	5980	4700	3880	3240	2870	2540	2270
	2000	5980	4700	3880	3240	2870	2540	2270



NOTA:
HAY DISPONIBLES
CAJAS SAE # 1/2

NORMAS SAE PARA CAJAS DE VOLANTE

DIMENSIONES DE CAJA DE VOLANTE						
SAE CAJA No.	A	B	C	D	PERNOS	
					#	TAMAÑO
00	31	34 ³ / ₄	33 ¹ / ₂	3 ¹⁵ / ₁₆	16	1/2-13
0	25 ¹ / ₂	26	26 ³ / ₄	3 ¹⁵ / ₁₆	16	1/2-13
1	20 ¹ / ₈	21 ³ / ₄	20 ¹ / ₈	3 ¹⁵ / ₁₆	12	3/8-16
2	17 ⁵ / ₈	19 ¹ / ₄	18 ³ / ₈	3 ⁹ / ₁₆	12	3/8-16
3	16 ¹ / ₈	17 ³ / ₄	16 ⁷ / ₈	3 ¹⁵ / ₁₆	12	3/8-16

APENDICE 4 DIMENSIONES NORMALIZADAS DE CAJA DE VOLANTE

APENDICE 5

FACTOR DE MULTIPLICACION K DE LA FUERZA LATERAL L,
DEBIDO AL TIPO DE MECANISMO EMPLEADO

MECANISMO	K
PIRON Y CADENAS	1
BANDAS DE SINCRONIZACION.	2
CORREAS TRAPEZOIDALES.	3

APENDICE 6
 CAPACIDAD DE POTENCIA DE LOS EMBRAGUES SEGUN SU
 CLASIFICACION.

TIPO	# DISCOS	Ø DISCOS	HP/100RPM
106	1	6"	3.5
206	2	6"	6.7
108	1	8"	6.0
208	2	8"	11.4
111	1	11"	9.0
211	2	11"	17.0
114	1	14"	25.0
214	2	14"	46.0
314	3	14"	46.0
116	1	16"	40.0
216	2	16"	75.0
316	3	16"	108.0

APENDICE 7
COEFICIENTE DE FRICCIÓN PARA PAREJAS DE MOTORES
USADOS EN EMBRAGUES

MATERIALES	f
ACERO-BRONCE (EN SECO)	0.25
ACERO-BRONCE (EN ACEITE)	0.10
ACERO-ASBESTO	0.20
ACERO-CUERO	0.30

APENDICE 8

GLOSARIO DE TERMINOS EMPLEADOS EN LA ACTIVIDAD CAMARONERA Y UTILIZADOS EN ESTE INFORME.

PISCINAS: Dícese de la superficie de agua en la cual se desarrolla la crianza del camarón. Normalmente la superficie varía entre 2 y 10 hectáreas y una profundidad entre 0.50 y 1 metro. Normalmente el perímetro de la piscina está conformado por muros de tierra.

SIEMBRA: Se entiende por siembra el proceso de depositar las larvas de camarón en las piscinas. Hay varios tipos de siembras pero básicamente se diferencian por la densidad de larvas por hectárea de piscina la cual puede variar entre 40.000 y 200.000 larvas por hectárea.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Introducción a la Metalurgia Física, por: SIDNEY H. AVNER, LIBROS MC GRAW-HILL

- 2.- Teoría y Problemas de Diseño de Máquinas, por ALLEN S HALL, ALFRED R. HOLLOWENKO Y HERMAN G. LAUGHLIN, Serie de Compedios SCHAUM DE MC GRAW-HILL