

**COJINETES DE DESLIZAMIENTO**

**DE**

**MOTORES ELÉCTRICOS DE ORIGEN RUSO**

**Autor : Ing. Pedro José Barrionuevo**  
**Empresa : Repsol YPF**

## **Contenido del trabajo:**

- 1. Sinopsis**
- 2. Introducción**
- 3. Desarrollo**
- 4. Resultados y conclusiones**
- 5. Bibliografía**
- 6. Currículum del autor**

### **1. Sinopsis :**

Este trabajo esta basado en experiencias de mantenimientos de motores eléctricos de origen Ruso, fabricadazos en la década de los 70', los mismos poseen un sistema de rodadura o bancada de cojinetes, tipo fijo y liso, lubricados con circulación externa de aceite en forma forzada.

Los motores están montados en bombas del tipo centrifugas multietapas de una planta de inyección de agua salada de un yacimiento de extracción de petróleo, diariamente se inyectan 24.000 m<sup>3</sup> de agua en 100 pozos para producir 900 m<sup>3</sup> de petróleo.

Operativamente se utilizan cinco de los seis equipos instalados para cumplir con el programa diario de inyección de agua, por lo cual el tema de reserva es muy crítico.

El sistema de rodadura que utilizan estos motores, con el correr de los años y de su uso, presenta varios problemas y fallas, altas temperaturas y vibraciones, elevados costos de reparación y mantenimiento, pérdidas de producción, etc..

En conclusión tenemos una baja confiabilidad y disponibilidad de equipos de la planta. Para normalizar esta situación se generó un plan de mejoras de las máquinas, probando diferentes tipos de cojinetes y de lubricación, hasta llegar a una solución definitiva con la implementación (montaje) de cojinetes del tipo auto-oscilantes o auto-alineables, partidos, con un sistema de auto-lubricación por aro pescador o levanta aceite.

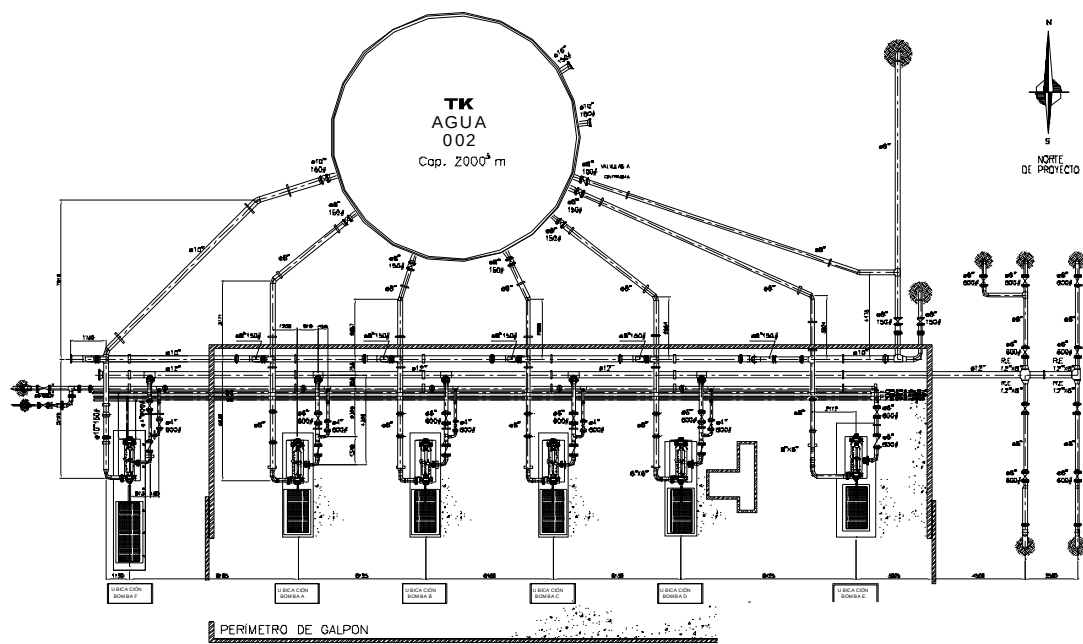
### **2. Introducción :**

- 2.1. Descripción de la planta**
- 2.2. Layout de planta**
- 2.3. Descripción del problema**
- 2.4. Evolución de los sistemas de cojinetes de los motores eléctricos Rusos**
- 2.5. Objetivos**

#### **2.1. Descripción de la planta :**

- ✓ Planta de inyección de agua de formación – Yac. Señal Picada – Catriel – Río Negro - Argentina
- ✓ Inyección diaria  $Q=24.000 \text{ m}^3$  @  $P=105 \text{ kg/cm}^2$  en 100 pozos  $\rightarrow$   $Q_{\text{Pna}}=900 \text{ m}^3$
- ✓ Posee 6 (seis) equipos principales de bombeo (motor + bomba), operan en régimen continuo 5 (cinco), uno en reserva
- ✓ Las bombas son de origen americano de 9 etapas,  $Q=200 \text{ m}^3/\text{hs}$  @  $P=110 \text{ kg/cm}^2$ , año de fabricación 1.994
- ✓ Los motores eléctricos son de origen Rusos, asíncronos de 800 KW – 3.000 r.p.m – 6 kV – 92 A – IP23 – S1- Clase F (B) – Arranque directo – con cojinetes de deslizamiento o de fricción tipo lisos y fijos con lubricación forzada externa de aceite.

## 2.2. Layout de la planta :



## 2.3. Descripción del problema

- ✓ Con el paso del tiempo y uso de los motores eléctricos bajo su confiabilidad y disponibilidad, debido a problemas en el sistema de lubricación y cojinetes
- ✓ Los equipos utilizan como lubricante de los cojinetes aceite hidráulico Turbina 32
- ✓ Horas de uso acumulada de los motores Rusos = 280.000 Hs

### Causas :

- Técnicas de mantenimiento aplicadas (correctivo)
- Fallas del sistema de lubricación externa
- Pérdidas de aceite
- Contaminación del aceite
- Distorsión de la carcasa del estator
- Aumento del plan de inyección de agua
- Aumento de vibraciones > 20 mm/seg
- Aumento de temperaturas de trabajo > 90°C
- Arrastre de material "babbitt"
- Problemas con las patas de los motores
- Problemas con las bases del conjunto motor/bomba
- Problemas operativos
- Mala calidad de los materiales de los cojinetes
- Falta de mantenimiento predictivo

**Foto de la planta**



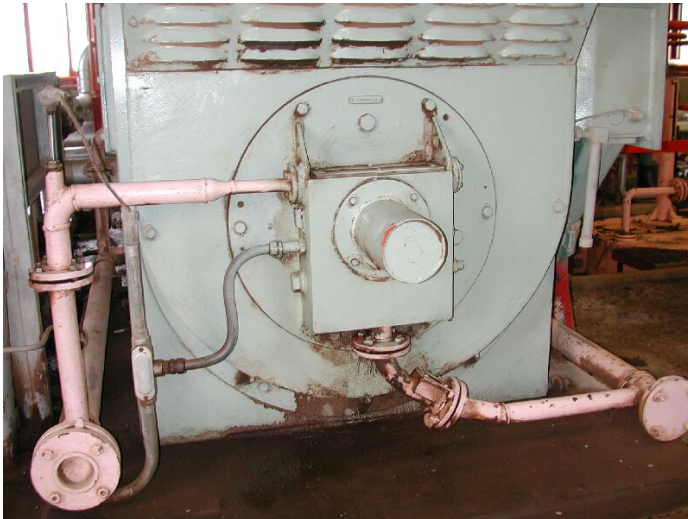
**Foto de un motor eléctrico Ruso, cañerías del sistema de lubricación (color rosa)**



**Sistema de externo de lubricación de aceite**



## 2.4. Evolución de los sistemas de cojinetes de los motores eléctricos Rusos :



**Sistema Original  
< Año 2.002  
Cojinetes fijos / lisos  
con lubricación forzada exterior**



**1era. Modificación  
Años 2.002 / 2.003  
Cojinetes fijos / lisos  
auto-lubricados por aros**



**Revamping de cojinetes  
> Año 2.005  
Cojinetes partidos  
auto-alineables  
auto-lubricados por aro**

## 2.5 Objetivos :

- Mejorar la confiabilidad y disponibilidad de los equipos de bombeo
- Revamping de cojinetes
- Ampliar capacidad técnica del personal de mantenimiento
- Desarrollo de servicios técnicos calificados (talleres)

### 3. Desarrollo :

#### 3.1. Primera modificación del sistema (año > 2.002)

#### 3.2. Revamping de cojinetes

#### 3.1. Primera modificación del sistema (año > 2.002)

Fin : Lograr un sistema auto-lubricado sin circulación externa de aceite utilizando los cojinetes originales

- ✓ Entre los años 2.002 y 2.003 se modificó el sistema de bancadas de los motores
- ✓ Cojinetes fijos/lisos, agregando 2 (dos) aros “pescadores”, ampliación depósito de aceite con chapa común (disipación de calor)
- ✓ Para la modificación se tomó como referencia los sistemas de los motores modernos (> años 80´)
- ✓ Se implementó mantenimiento predictivo de vibraciones
- ✓ Resultados :
  - Los resultados fueron peores que el sistema original, aumento de vibraciones y temperaturas
  - Aumentaron las pérdidas de inyección de agua por falta de equipos
  - Aumentaron las pérdidas de producción de petróleo, por efecto de la recuperación secundaria
  - Bajo la disponibilidad y confiabilidad de equipos
  - Aumentaron los costos de operación, reparación y mantenimiento

**Valores RMS globales de velocidad (mm/seg) y fase (inaceptables según Norma ISO 2372)**

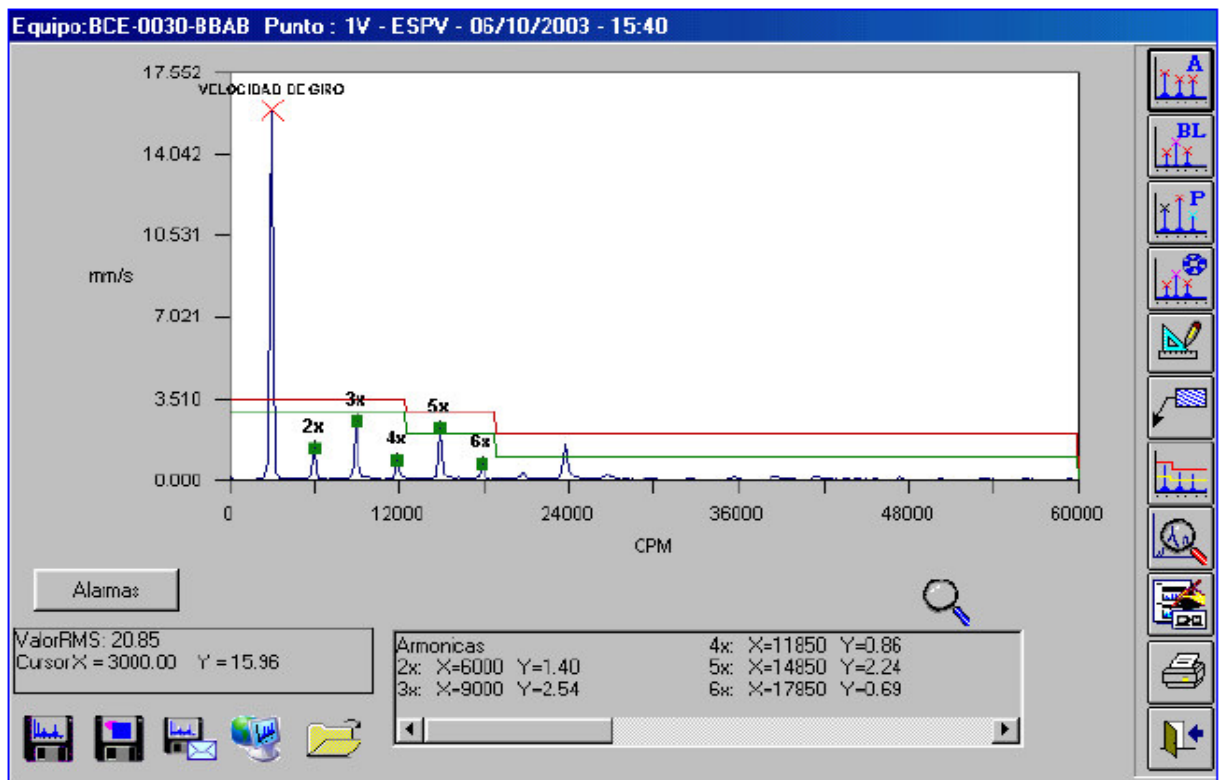
| Puntos<br>Equipo | PUNTOS DE MEDICION |            |            |            |             |            |            |            |            |
|------------------|--------------------|------------|------------|------------|-------------|------------|------------|------------|------------|
|                  | 1H<br>mm/s         | 1V<br>mm/s | 2H<br>mm/s | 2V<br>mm/s | 2AX<br>mm/s | 3H<br>mm/s | 3V<br>mm/s | 4H<br>mm/s | 4V<br>mm/s |
| BCE-0030 -B      | 18,42              | 21,35      | 16,24      | 17,87      | 11,12       | 6,18       | 8,29       | 5,96       | 6,82       |

Tabla N° 1: Valores globales de vibración en el equipo.

|             | DESBALANCE DEL MOTOR |      |          |      | DESALINEACION |        |            |        |             |       |
|-------------|----------------------|------|----------|------|---------------|--------|------------|--------|-------------|-------|
|             | Mot Horz             |      | Mot Vert |      | M y B Horz    |        | M y B Vert |        | M y B Axial |       |
| Equipo      | fase                 | Mm/s | fase     | Mm/s | fase          | Mm/s   | fase       | Mm/s   | fase        | Mm/s  |
| BCE 0030- B | 0º                   | 15   | 3º       | 19   | 80º           | 3 a 17 | 45º        | 7 a 19 | 70º         | 1 a 8 |

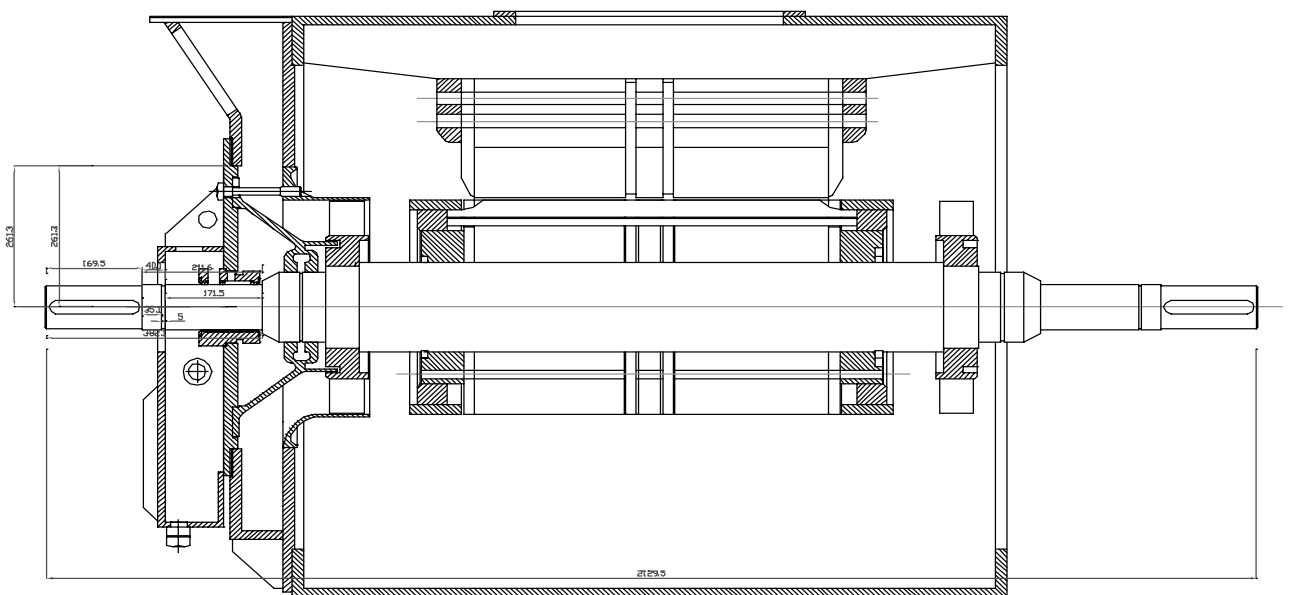
Tabla N° 2 Medición de fase en el motor; en la bomba y entre el Acople.





**Fig. N° 3** Motor lado opuesto acople sentido vertical

**Plano del motor de la 1era. Modificación : Sistema de cojinetes originales liso/fijo y auto-lubricado**



### Fotos de la 1era. Modificación :



### 1era. Modificación – Problemas y causas de fallas :

- Fallas del sistema de lubricación
- Altas temperaturas de trabajo del cojinete,  $>90^{\circ}\text{C}$
- Desalineación entre cojinetes
- Desbalanceo del rotor
- Elevados costos de mantenimiento y reparaciones
- Muchas horas de mano de obra
- Baja calidad de los materiales de los cojinetes
- Desgaste, terminación y medidas de ejes
- Soltura de patas del motor
- Soltura de base, “flojas” (Peso carga dinámica 3 veces)
- Falta de profundidad técnica
- Falta de análisis de raíz de la/s falla/s

### 3.2.Revamping de cojinetes :

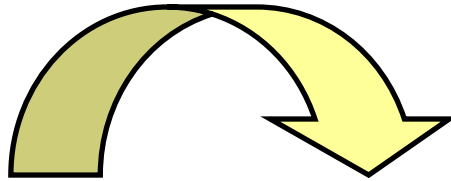
- Los motores eléctricos modernos utilizan cojinetes de deslizamiento de “babbitt”, partidos, tipo auto-oscilantes (ó auto-alineables), auto-lubricado con anillos “pescador” de aceite y sin circulación externa
- Se descubrió que los sistemas de cojinetes y porta-cojinetes de los motores modernos son fabricados por empresas especializadas en la



materia y no por las fábricas de las máquinas, existen tres grandes firmas a nivel mundial, Z..., D... y RZ..., todas son de origen alemán

- Se buscó asesoramiento técnico externo de un especialista en la materia
- Se interactuó directamente con uno de los fabricante de cojinetes y porta-cojinetes para motores eléctricos
- Se estudio las condiciones técnicas de los motores existentes y su carga
- Se calcularon los parámetros y condiciones técnicas optimas del sistema de cojinetes y lubricación, con los fines de minimizar las vibraciones y bajar la temperatura de trabajo utilizando un sistema de cojinetes auto-oscilantes y auto-lubricados por salpicadura de aceite del anillo “pescador”

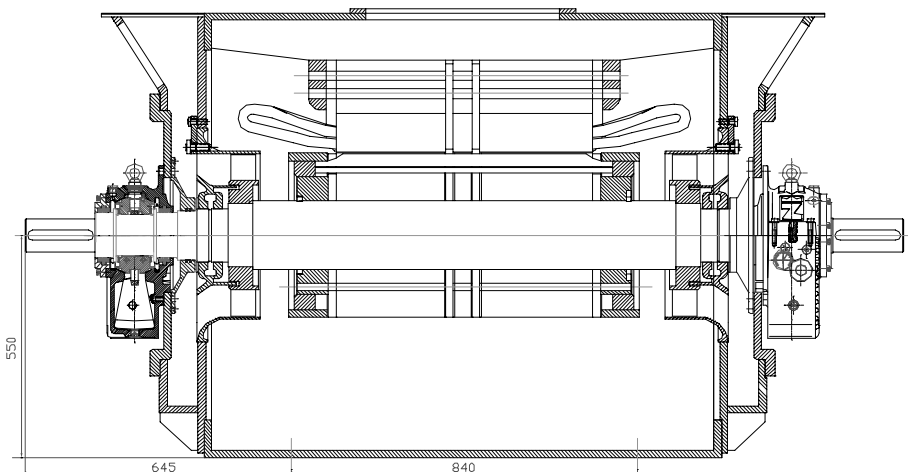
**Problema**



**Solución**



**Plano de montaje de cojinetes auto-oscilantes :**



## Planilla tipo de cálculos técnicos del cojinetes nuevo :

|                      |                                                                          |                 |                   |                 |                                     |
|----------------------|--------------------------------------------------------------------------|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------------------------|
| 1 your reference :   | ELETROM KOLOCSAR                                                         | our reference : | REPSOL YPF        | date :          | 11.01.2005                          |
| 2 your enquiry of :  | Dr. José Suarez                                                          | our project :   | Rotación 3000rpm  | comput. prog. : | Prola_G 11 o Zolern Antiribabachnik |
| 3 your enquiry no. : |                                                                          | drawing no. :   |                   | computing no. : | 163_6480.A05                        |
| 4                    | computation of the lubricant slit values of a plain bearing              |                 |                   |                 |                                     |
| 5                    | journal bearing with 2 slide surfaces, cylindrical bore                  |                 |                   |                 |                                     |
| 6                    | thrust bearing with tapered lands for both directions of rotation        |                 |                   |                 |                                     |
| 7                    | loadable in both directions of axis                                      |                 |                   |                 |                                     |
| 8                    | standard bearing ZFNK 9-100                                              |                 |                   |                 |                                     |
| 9                    | inside diameter of journal bearing (warm).....                           | 100.000         | mm                |                 |                                     |
| 10                   | effective width of lower half.....                                       | 65.0            | mm                |                 |                                     |
| 11                   | effective width of upper half.....                                       | 26.4            | mm                |                 |                                     |
| 12                   | effective length of a journal slide surface.....                         | 156.5           | °                 |                 |                                     |
| 13                   | angle to first surface under positive X-axis.....                        | 90.0            | °                 |                 |                                     |
| 14                   | diametrical clearance (warm).....                                        | 0.152           | mm                |                 |                                     |
| 15                   | relative clearance (warm).....                                           | 1.520           | mm/m              |                 |                                     |
| 16                   | possible centerline distance of shaft and bearing.....                   | 0.076           | mm                |                 |                                     |
| 17                   | diameter of shaft at 20°C.....                                           | 99.848          | 0.022             | mm              |                                     |
| 18                   | eccentricity of slide surfaces (warm).....                               | 0.000           | mm                |                 |                                     |
| 19                   | ratio of slit heights (warm).....                                        | 1.000           |                   |                 |                                     |
| 20                   | ratio of clearances (warm).....                                          | 1.000           |                   |                 |                                     |
| 21                   | preload factor (warm).....                                               | 0.000           |                   |                 |                                     |
| 22                   | shaft speed.....                                                         | 3000            | min <sup>-1</sup> |                 |                                     |
| 23                   | journal load.....                                                        | 3750            | N                 |                 |                                     |
| 24                   | directions of rotation and load in polar coordinates.....                | 270.0           | °                 |                 |                                     |
| 25                   | nominal viscosity of lubricant.....                                      | ISO VG 32       |                   |                 |                                     |
| 26                   | temperature of cooling air.....                                          | 40              | °C                |                 |                                     |
| 27                   | cooling area of the bearing.....                                         | 0.96            | m <sup>2</sup>    |                 |                                     |
| 28                   | speed of air for cooling.....                                            | 1.0             | m/s               |                 |                                     |
| 29                   | Sommerfeld number.....                                                   | 0.770           |                   |                 |                                     |
| 30                   | actual viscosity of lubricant.....                                       | 5.51            | mPas              |                 |                                     |
| 31                   | actual temperature in lubricant slit.....                                | 92.1            | °C                |                 |                                     |
| 32                   | minimum journal lubricant slit thickness.....                            | 0.029           | mm                |                 |                                     |
| 33                   | required minimum journal lubricant slit thickness.....                   | 0.011           | mm                |                 |                                     |
| 34                   | max. temp. in journal slit with max. pressure.....                       | 97              | °C                |                 |                                     |
| 35                   | position of max. temperature.....                                        | 333             | °                 |                 |                                     |
| 36                   | max. pressure on the projected radial surface.....                       | 0.58            | N/mm <sup>2</sup> |                 |                                     |
| 37                   | max. hydrodynamic pressure in the journal bearing.....                   | 15.5            | bar               |                 |                                     |
| 38                   | position of max. hydrodyn. press. in journal bearing.....                | 285             | °                 |                 |                                     |
| 39                   | speed in journal bearing.....                                            | 15.71           | m/s               |                 |                                     |
| 40                   | friction power loss of journal bearing.....                              | 0.33            | kW                |                 |                                     |
| 41                   | horizontal displacement of shaft center.....                             | 0.031           | mm                |                 |                                     |
| 42                   | vertical displacement of shaft center.....                               | -0.035          | mm                |                 |                                     |
| 43                   | stiffness : C11= 7.81E+04 C12=-1.94E+04 C21= 1.76E+05 C22= 1.65E+05 N/mm |                 |                   |                 |                                     |
| 44                   | damping : D11= 2.76E+02 D12= 3.06E+02 D21= 3.12E+02 D22= 1.10E+03 Ns/mm  |                 |                   |                 |                                     |
|                      | continuation next computing 163_6481.A05                                 |                 |                   |                 |                                     |

The computation is effected by an approximation method. It presumes a laminar flow in the lubricant slit. If turbulence is expected in the lubricant slit, the factor power loss will be empirically increased. For each shape of lubricant slit all values are individually found out with a lubricant of equal viscosity. The computation does not contain any statement on the safety in operating of the computed bearing.

|                       |                                                                   |                 |                   |                 |                                     |
|-----------------------|-------------------------------------------------------------------|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------------------------|
| 45 your reference :   | ELETROM KOLOCSAR                                                  | our reference : | REPSOL YPF        | date :          | 11.01.2005                          |
| 46 your enquiry of :  | Dr. José Suarez                                                   | our project :   | Rotación 3000rpm  | comput. prog. : | Prola_G 11 o Zolern Antiribabachnik |
| 47 your enquiry no. : |                                                                   | drawing no. :   |                   | computing no. : | 163_6481.A05                        |
| 48                    | computation of the lubricant slit values of a plain bearing       |                 |                   |                 |                                     |
| 49                    | thrust bearing with tapered lands for both directions of rotation |                 |                   |                 |                                     |
| 50                    | loadable in both directions of axis                               |                 |                   |                 |                                     |
|                       | continuation of the preceding computing 163_6480.A05              |                 |                   |                 |                                     |
| 51                    | effective inside diameter of thrust bearing.....                  | 106.0           | mm                |                 |                                     |
| 52                    | effective outside diameter of thrust bearing.....                 | 130.0           | mm                |                 |                                     |
| 53                    | length of each thrust tapered land.....                           | 10.5            | mm                |                 |                                     |
| 54                    | quantity of effective slide surfaces of thrust brg.....           | 12              |                   |                 |                                     |
| 55                    | length of each lubricant groove of thrust bearing.....            | 4               | mm                |                 |                                     |
| 56                    | effective length of each slide surface of thrust brg.....         | 16.4            | mm                |                 |                                     |
| 57                    | effective surface of thrust bearing.....                          | 2360            | mm <sup>2</sup>   |                 |                                     |
| 58                    | total non tapered surface of thrust bearing.....                  | 848             | mm <sup>2</sup>   |                 |                                     |
| 59                    | rate of using the thrust ring surface.....                        | 0.531           |                   |                 |                                     |
| 60                    | depth of taper in thrust bearing.....                             | 0.026           | mm                |                 |                                     |
| 61                    | total axial clearance.....                                        | 0.500           | mm                |                 |                                     |
| 62                    | defect of parallelity shaft/thrust bearing.....                   | 0.010           | mm                |                 |                                     |
| 63                    | thrust load.....                                                  | 375             | N                 |                 |                                     |
| 64                    | minimum thrust lubricant slit thickness.....                      | 0.019           | mm                |                 |                                     |
| 65                    | required minimum thrust lubricant slit thickness.....             | 0.011           | mm                |                 |                                     |
| 66                    | max. temperature in thrust lubricant slit.....                    | 102             | °C                |                 |                                     |
| 67                    | mean speed of thrust bearing.....                                 | 18.54           | m/s               |                 |                                     |
| 68                    | specific load in the thrust bearing.....                          | 0.16            | N/mm <sup>2</sup> |                 |                                     |
| 69                    | maximum pressure in journal in thrust bearing.....                | 0.23            | N/mm <sup>2</sup> |                 |                                     |
| 70                    | friction power loss of loaded thrust bearing.....                 | 0.15            | kW                |                 |                                     |
| 71                    | requ. lubricant flow of the loaded thrust bearing.....            | 0.85            | l/min             |                 |                                     |
| 72                    | friction power loss of unloaded thrust bearing.....               | 0.03            | kW                |                 |                                     |
| 73                    | requ. lubricant flow of the unloaded thrust bearing.....          | 0.85            | l/min             |                 |                                     |
| 74                    | friction power loss of the bearing.....                           | 0.50            | kW                |                 |                                     |
| 75                    | required lubricant flow of the bearing.....                       | 1.7             | l/min             |                 |                                     |
| 76                    | mean lubricant heating.....                                       | 9.8             | °C                |                 |                                     |
| 77                    | lubricant flow out of each groove of thrust bearing.....          | 0.02            | l/min             |                 |                                     |
| 78                    | mean temperature in the oil sump.....                             | 87              | °C                |                 |                                     |

The computation is effected by an approximation method. It presumes a laminar flow in the lubricant slit. If turbulence is expected in the lubricant slit, the factor power loss will be empirically increased. For each shape of lubricant slit all values are individually found out with a lubricant of equal viscosity. The computation does not contain any statement on the safety in operating of the computed bearing.

## Chequeo de alineación entre bancadas motor Ruso NS 1020 - Porta-cojinetes y cojinetes : donde se observa la desalineación importante de los cojinetes

### Chequeo de alineación entre bancadas motor Ruso NS 1020 Porta-cojinetes y cojinetes

#### PLANOS Y DIÁMETROS DE BANCADAS:

#### VALORES DE MEDICIÓN PORTA-COJINETE:

| Bancada |    | 1 (mm) | 2 (mm) |
|---------|----|--------|--------|
| Plano 1 | D1 | 135,07 | 135,03 |
|         | D2 | 135,04 | 135,01 |
|         | D3 | 135,04 | 135,07 |
| Plano 2 | D1 | 135,04 | 135,01 |
|         | D2 | 135,02 | 135,03 |
|         | D3 | 135,01 | 135,04 |

#### ELEMENTOS INVOLUCRADOS:

#### COMPARACIÓN ENTRE BANCADAS:

| Soporte N° | X+    | X-    | Y+    | Y-    |
|------------|-------|-------|-------|-------|
| Soporte 1  | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 |
| Soporte 2  | 1,173 | 0,000 | 2,360 | 0,000 |

**HUELGO DIAMETRAL = 0,16 mm**  
**PELICULA DE ACEITE LIMITE = 0,0125 mm**  
**PELICULA DE ACEITE MINIMA = 0,053 mm**

## Causa raíz del problema :

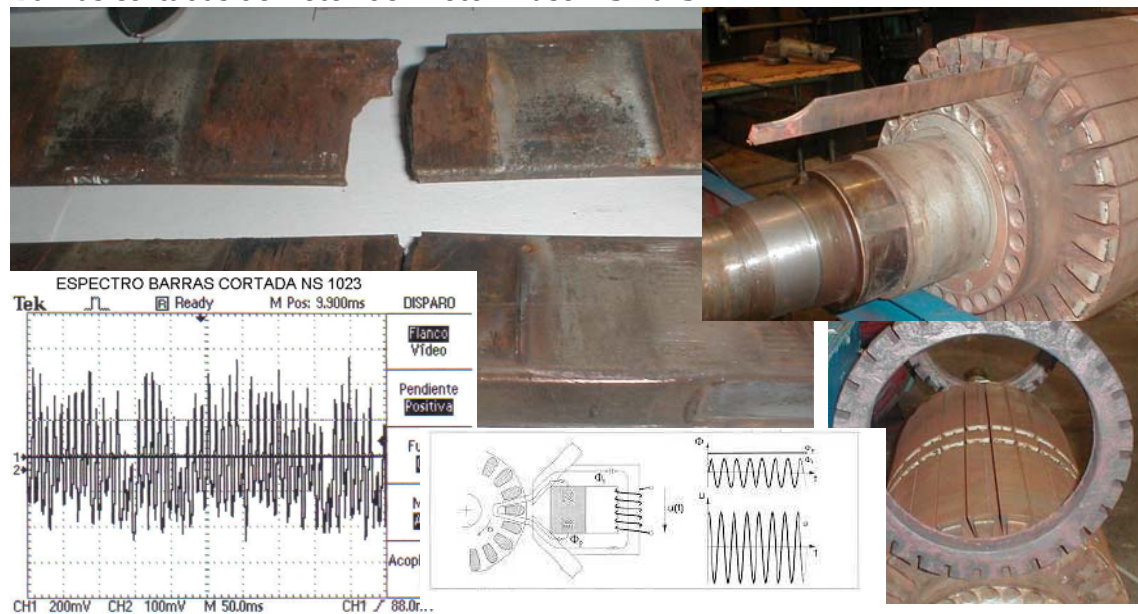
- Desalineación entre cojinetes y porta-cojinetes
- Patas del motor sueltas y a distintos niveles
- Problemas de rigidez de la base del motor
- Rotor desbalanceado
- Distorsión de carcasa

- Base suelta del conjunto motor-bomba, las misma son nuevas
- Aporte excesivo de agua al terreno lindante al dado de hormigón de la base
- Problema de compactación de terreno en las base del conjunto

### Mejoras implementadas :

- Revamping de cojinetes, tipo auto-alineables, partidos y auto-lubricado
- Rediseño de las tapas porta-cojinetes nuevos (centrado y alineación)
- Balanceo del rotor
- Reparación de las barras de la jaula del rotor
- Mejoras en las patas y bases
- Obra de cambio de bases
- Minimización de pérdidas de agua en las bases y terreno lindante

### Barras cortadas del rotor del motor Ruso NS 1023



### Rozamientos del ventilador del rotor en el estator Motor Ruso NS 1023, a causa desalineación de cojinetes

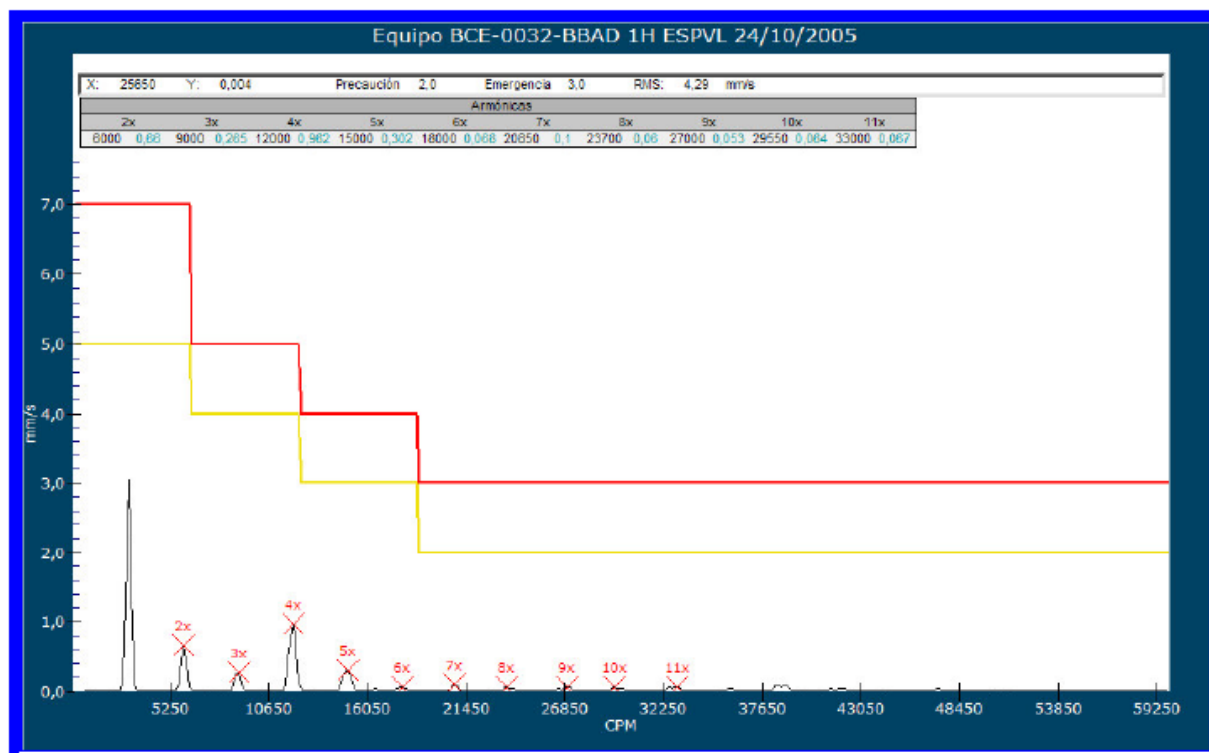




## Montaje de cojinetes auto-alineables



## Espectros de velocidad (mm/seg) RMS – 1H - Lado opuesto acople del motor



Espectro de velocidad en motor lado libre en sentido horizontal; valor global 4,29 mm/s RMS

#### 4. Resultados y conclusiones :

- Vibraciones en carga < 5 mm/seg
- Temperaturas de trabajo < 74°C @ Temp. Ambiente de 25°C
- Alineando de porta-cojinetes y cojinetes entre si
- Balanceo del rotor
- Estos trabajos se implementaron en la máquina NS 1023, posición de bomba D, los resultados obtenidos son muy buenos
- Disminución del consumo de energía por rozamiento
- Bajo costo de mantenimiento
- Mejoras en la confiabilidad y disponibilidad del equipo
- Costos de mano de obra, materiales, cojinetes nuevos, técnica, pruebas del nuevo sistema de cojinetes para una máquina : 15 / 20 % del costo de un motor nuevo
- Costos para la implementación en el resto de los motores : 7 / 10 % del costo de un motor nuevo, se cuenta con todo el desarrollo técnico
- Se logró desarrollar técnicamente talleres para implementación de los nuevos cojinetes de fricción auto-alineables y auto-lubricados



**Implementación Oct-05**  
**Motor Ruso 1023 – Bomba D**  
**Hs. Marcha = 1400 Hs**  
**Temp. Amb. = 25°C**  
**Coj. Lado Acople = 2,6 mm/seg @ 74 °C**  
**Coj. Lado Opuesto = 2,3 mm/seg @ 69 °C**

## **5. Bibliografía :**

- . Libro : Técnicas para el mantenimiento y diagnóstico de máquinas eléctricas rotativas, Manés Cabanas, Universidad de Oviedo y ABB
- . Artículo : Cálculo de ahorro de energía de por menor fricción, Pedro Albarracín
- . Artículo : El Procesos de desgaste por fricción entre superficies, Mario Mansillas, Química Petroil
- . Artículo : Cojinetes de deslizamiento, Omar Mayer
- . Artículo : Lubricación y cojinetes, capítulo 9
- . Artículos : Elementos de máquinas I, TECNUN, Universidad de Navarra
- . Artículo : Elementos de máquinas, cojinetes de deslizamiento, transmisiones mecánicas, Tema 5, Gonzalez Rey
- . Artículo : Tribología y Mantenimiento Proactivo, Omar Linares, Widman Bolivia
- . Manual : Lubricación Industrial, SEMTEC
- . Manual : Cojinetes Zollern
- . Manual : Materiales de cojinetes Zollern
- . Manual : Tribología y Lubricación, Carlos Caballero, Universidad de Rosario

## **6. Currículum del autor :**

Título : Ingeniero Eléctrico con Orientación Electrónica - Universidad Nacional de Tucumán

Edad : 36 años - Casado

Experiencia laborales :

- . 1993 - 1995 : Técnico de laboratorio de medidores de energía - EDET (empresa prestadora del servicio de energía de Tucumán)
- . 1995 - 1996 : Supervisor de perforación de pozos – YPF S.A.
- . 1996 - 1998 : Ingeniería de Perforación de Pozos – YPF S.A.
- . 1998 - 2003 : Supervisor de Mantenimiento eléctrico – YPF S.A.
- . 2003 - 2005 : Jefe de Mantenimiento de plantas de agua, petróleo y gas – Repsol-YPF