


# Análisis de fallas en bombas centrifugas de rio en Termoeléctrica Jose de San Martin

**Juan Pablo Cappelletti**

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2023

# Análisis de fallas en bombas centrifugas de rio en Termoeléctrica Jose de San Martin

**Juan Pablo Cappelletti**

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

**Ingeniero Mecánico**

Director/a:

Título y nombre del director/a

(Ingeniero que acompaño el desarrollo del proyecto, de no haber uno en particular, colocar los nombres de los docentes de la cátedra: Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi)

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2023

*Para mi mama Olga, la persona que más lucho para que finalice este proyecto.*

*Mi mujer Carolina y mis hijos Vicente y Francisco, q*uienes han sido mi mayor apoyo y motivación para concretar este trabajo.

# Resumen

Este documento detalla el historial completo de mantenimiento correctivo, análisis de fallas y mejoras llevadas a cabo en las bombas centrifugas verticales de agua de rio utilizadas en la central termoeléctrica José de San Martín. Estas bombas desempeñan un papel critico en la circulación de agua de enfriamiento de la turbina de vapor, tomando agua del río Paraná y utilizándolo para la refrigeración en la descarga de la turbina. El presente informe analiza cronológicamente el mantenimiento correctivo realizado a lo largo de los últimos doce años de funcionamiento de estas unidades centrándose en los análisis de falla elaborados, los trabajos de reparación llevados a cabo y el desarrollo de mejoras implementadas. Además, se presentan los resultados de las últimas inspecciones preventivas ejecutadas y se destaca el seguimiento de las soluciones implementadas previamente. En las conclusiones, se resalta la importancia de un diseño y fabricación adecuados de los componentes internos de las bombas y una ingenieria acorde durante la fase de desarrollo de estos sistemas para garantizar su fiabilidad y eficiencia operativa, como también, se enfatiza la necesidad de realizar inspecciones periódicas como medidas preventivas y un de un monitoreo continuo en forma predictiva para evitar futuras fallas.

**Palabras clave: Bombas centrifugas verticales, Mantenimiento de bombas, Análisis de fallas, Comportamiento de materiales, Fatiga en ejes, Pitting.**

# Abstract

This report provides a comprehensive overview of the corrective maintenance history, failure analysis, and improvements carried out on the water pumps used in the José de San Martín power plant. These pumps play a critical role in the circulating cooling water system for the steam turbine, taken water from the Paraná River and using it for cooling in the discharge of the turbine. The present report analyzes the breakdowns over the past twelve years of operation of these units, focusing on root cause analyses, repair work performed, and the development of improvements implemented. Additionally, it presents the results of the latest preventive inspections conducted and highlights the follow-up on previously implemented solutions. In the conclusions, the importance of appropriate design and manufacturing of internal components and the corresponding engineering during the development phase of these systems is point out to ensure their reliability and operational efficiency. as well as the need to carry out periodic inspections as preventive measures and continuous monitoring in a predictive manner to avoid future failures.

**Keywords: Vertical centrifugal pumps, Water pumps maintenance, Root cause analysis, Material behavior, Shaft fatigue, Pitting.**

# Contenido

**Resumen** ..... **4**

**Abstract** ..... **5**

**Contenido** ..... **6**

**Introducción** ..... **8**

**Falla en bomba 10PAC11 / Julio 2010** ..... **12**

Introduccion ..... 12

Inspeccion visual preliminar de la falla ..... 14

Macroexamen de la falla ..... 15

Microexamen de la falla ..... 18

Analisis de operación y tendencias ..... 21

Falla del soporte ..... 29

Conclusiones ..... 31

Propuestas de mejoras ..... 33

Reparar y reforzar soportes ..... 33

Agregado de sensores en cojinete superior ..... 34

Modificacion de geometria de chaveteros ..... 35

Montaje de válvulas Antirretorno ..... 35

Eliminacion de freno en arrancador suave ..... 36

**Mantenimiento mayor / Septiembre 2014** ..... **38**

Comentarios de la inspeccion ..... 38

**Falla en bomba 10PAC13 / Diciembre 2014** ..... **40**

Introduccion ..... 40

Inspeccion visual preliminar de la falla ..... 40

Macroexamen de la falla ..... 41

Microexamen de la falla ..... 42

Analisis de operación y tendencias ..... 44

Inspeccion de los soportes ..... 44

Conclusiones ..... 46

Propuestas de mejoras ..... 47

Cambio de geometria en los ejes ..... 47

Limpieza de recinto de toma e inyeccion de agua limpia en la refrigeracion ..... 47
Cambio de fiosofia de control..... 47

**Falla en bomba 10PAC11 / Marzo 2015..... 49**
Introduccion..... 49
Inspeccion visual preliminar de la falla ..... 49
Macroexamen de la falla ..... 51
Microexamen de la falla..... 55
Analisis de operación y tendencias ..... 58
Inspeccion de los soportes..... 61
Conclusiones..... 62
Propuestas de mejoras..... 63
Cambio de geometria en los ejes..... 63
Cambio de material como mejora a la protección química y mayor dureza..... 63
Corrección en la inyección de cloro y modificación de cañerías de pit..... 66

**Mantenimiento preventivos mayores posteriores..... 67**
Inspeccion programada de planta Marzo 2017..... 67
Inspeccion programada de planta Agosto 2019..... 68
Inspeccion programada de planta Julio 2022 ..... 68

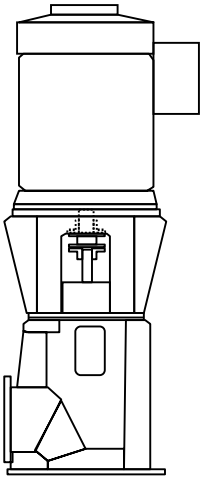
**Conclusiones Generales ..... 70**

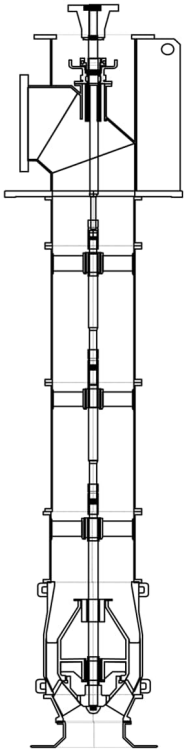
**Bibliografía..... 72**

**Anexos ..... 73**
Anexo A: Datos operativos de las bombas ..... 73
Anexo B: Diagrama P&ID del sistema de agua cruda..... 74
Anexo C: Plano de las bombas Torishima – 10PAC..... 75
Anexo D: Curva de operación de las bombas – 10PAC..... 76

# Introducción

El presente informe relata el historial de mantenimiento correctivo, análisis de fallas y mejoras realizado durante la historia operativa de las bombas de agua de rio de la central termoeléctrica Jose de San Martin, bombas que se utilizan para la circulación de agua de enfriamiento de la turbina de vapor, tomando agua desde el rio Paraná para hacerlo circular en el condensador y finalmente verterlo nuevamente en el rio.







La termoeléctrica Jose de San Martin es una planta de generación eléctrica compuesta por un ciclo combinado 2x1 con 2 turbinas de gas Siemens SGT-4000F dual fuel (gas natural y Fuel Oil) de 275 MW de generación cada una, dos calderas de recuperación HRSG marca CMI y una turbina de vapor Siemens SST-5000 de 275 MW de generación. Por lo que ciclo completo a carga base entrega una potencia generadora de 825 MW.




*Ubicación de la central a la rivera del rio Paraná*

Las reparaciones e inspecciones realizadas se sucedieron desde la puesta en marcha de estos equipos en el año 2010 hasta la última inspección preventiva mayor realizada en el año 2022, durante estos doce años se produjeron una serie de fallas en las bombas que dado el porte y la importancia operativa que tienen en la central, demandaron mucho tiempo de análisis, desarrollo de mejoras y reparaciones.



*Vista aérea de las bombas de agua de circulación 10PAC11/12/13*

El circuito de agua de refrigeración consta de 3 bombas centrifugas verticales con una configuración operativa de 3 X 50%, es decir dos bombas operativas y una continuamente disponible en stand by. Estas impulsan un caudal de 28.206 m3/h a una altura de 48.6 metros cada una, tomando agua del rio Paraná y elevándolo unos 25 metros sobre su nivel hasta el condensador de la turbina de vapor ubicado en una de las naves centrales, esto con el fin de lograr el enfriamiento y consecuente condensado del vapor a la salida de la última etapa

del rotor de baja presión. El agua saliente del intercambio es luego enviada nuevamente al rio aguas abajo del cauce a una temperatura mayor

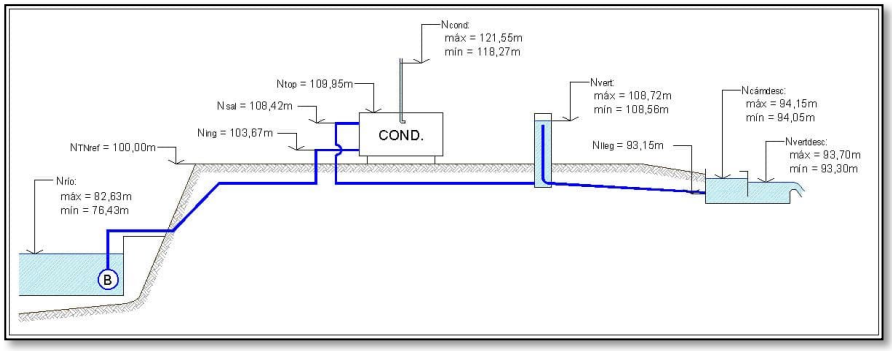



*Diagrama de circuito de agua de circulación*

El mantenimiento de todos los equipos de la central termoeléctrica Jose de San Martin, luego de la finalización de su construcción en el año 2010, se encuentra hasta el día de la fecha tercerizado en la empresa Siemens S.A. Esto incluye mantenimiento preventivo, predictivo y correctivo del 100% de los activos de planta. Siemens además debía en los comienzos gestionar reclamos de garantías a los fabricantes y/o contratistas de montajes en los casos que correspondía, identificar oportunidades de mejora y proponer modificaciones para garantizar la disponibilidad de los equipos. Durante la puesta en marcha de la unidad de vapor en el año 2010, ocurrió una falla catastrófica en una de las bombas que requirió la realización de un análisis de causa raíz para determinar responsabilidades entre el fabricante del equipo, Torishima, la empresa que realizó la ingeniería y montaje del sistema de agua de circulación, Cotersa, o si fue un problema de falta de mantenimiento, Siemens.

En septiembre de 2014, se realizó un mantenimiento mayor a estas bombas bajo la supervisión de un especialista de Torishima Japón. Durante este mantenimiento, no se encontró ninguna indicación de la falla que remita a lo ocurrido en el 2010. Sin embargo, tres meses después, en diciembre del 2014, una segunda bomba presentó una falla en el eje de mando similar a lo sucedido cuatro años antes. Se realizo un nuevo análisis de causa raíz y de este se propusieron mejoras. Cinco meses después, en mayo de 2015, se repitió el caso de rotura de eje, pero en esta ocasión en una zona diferente. Se analizaron las últimas dos fallas y se propusieron mejoras, las cuales se llevaron a cabo durante el año 2016.



*Imagen de mantenimiento realizado en 2019*

En el año 2019, se realizó la segunda inspección mayor de estos equipos, esta vez ampliando el alcance de las inspecciones recomendadas por el fabricante según la experiencia adquirida, sumando ensayos no destructivos en zonas claves de los internos. Durante esta inspección, no se identificó inicio de falla alguna.

En el año 2022 se realiza la última inspección mayor de estas unidades nuevamente sin identificaciones de fallas.

# Falla en bomba 10PAC11 / Julio 2010.

## Introducción

El 10 de julio del 2010 ocurre la primera falla en la bomba 10PAC11, esta se encontraba en marcha junto a la bomba 10PAC12 operando en régimen normal hasta que, por una caída súbita de corriente de alimentación junto con una caída en la presión en la descarga y picos de vibración en el motor eléctrico, el sistema de control cambia automáticamente esta unidad por la 10PAC13 y avisa de la falla. La unidad 10PAC11 contaba con 4.728 horas de operación al momento de la salida de servicio y se encontraba en marcha continua desde noviembre del 2009.

Se asiste con el personal de mantenimiento y en una inspección visual inicial no se observa falla relevante en la unidad, se solicita realizar una prueba de marcha y se constata al momento del arranque la desvinculación mecánica entre los ejes de la bomba y el motor, se observa que ambas mitades del acople giran solidarias pero desvinculadas del primer tramo del eje de bomba, por lo que se decide comenzar con los trabajos de desarme.

Luego de la apertura del acople y desmontaje el motor eléctrico, se retira la mitad inferior del acople exponiendo la falla del primer tramo de eje *(Ver figura 1-1, falla A y figura 1-2),* este se encontraba partido transversalmente, dentro del acople, a la altura de comienzo del chavetero.

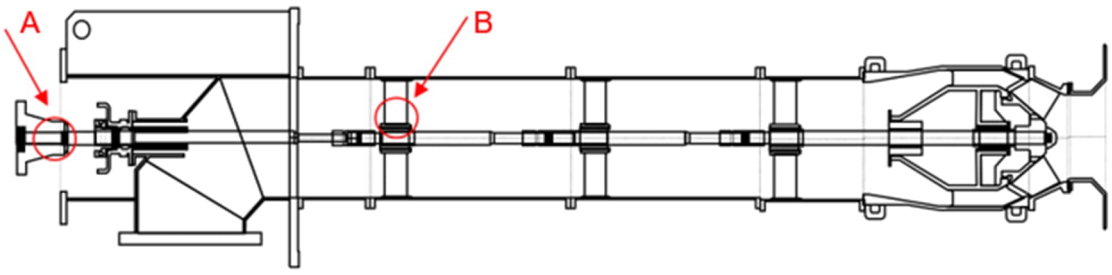



*Figura 1-1. Diagrama de ubicación de fallas*



*Figura 1-2. Imágenes de la falla encontrada durante el desarme*

Al continuar con el desarme de la bomba, se encuentra además uno de los soportes del cojinete superior partido junto a la soldadura de la unión con la masa porta cojinete. *(Ver figura 1-1, falla B y Figura 1-3)*

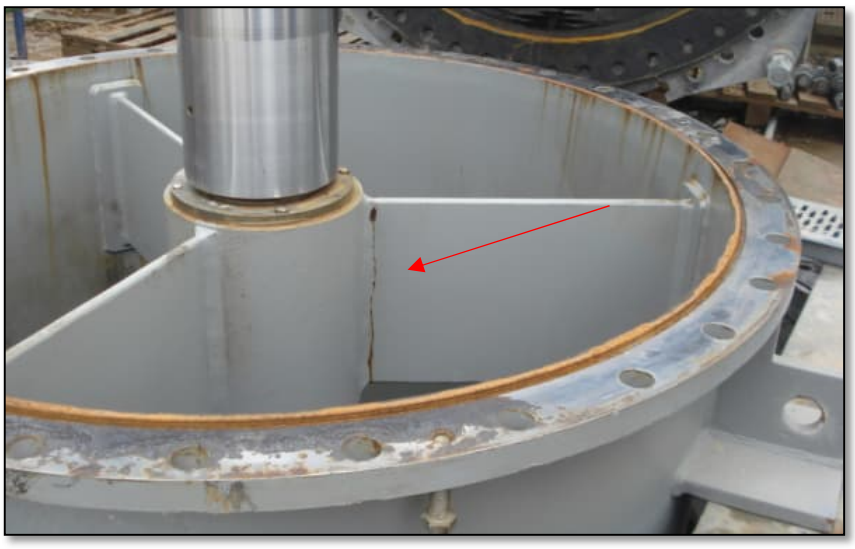


*Figura 1-3. Imágenes de la falla encontrada en el soporte del cojinete*

Llegando al final del desarme y abriendo la voluta se encontró el impulsor de la unidad con varias zonas afectadas por corrosión *(Ver figura 1-4)*

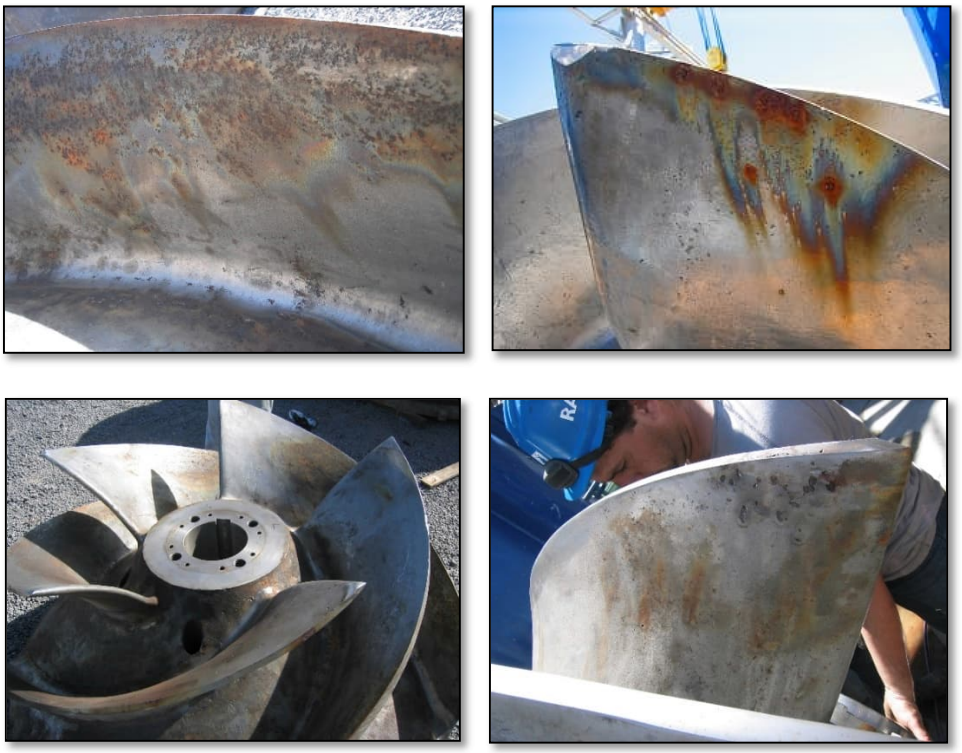


*Figura 1-4. Detalles de la corrosión encontrada en el impulsor*

Una vez finalizado el desarme se comienza con el análisis de la falla, se toman muestras del material y la zona de la falla que se envían a analizar en laboratorios externos, y se recopila la mayor cantidad de información posible sobre la unidad, como ser: parámetros de diseño, entorno operativo, procedimientos de fabricación e historial de servicio. El conocimiento detallado de estos factores fue muy útil para guiar la dirección de la investigación de fallas y el desarrollo de las acciones correctivas.

## Inspección visual preliminar de la falla

Se realiza una minuciosa inspección visual de ambas superficies de la falla para identificar la ubicación del sitio o sitios de inicio de la fractura y para aislar las áreas en la región de inicio de las grietas que serán más fructíferas para microanálisis posteriores. El origen a menudo contiene la clave de la causa de la fractura, y los análisis de bajo y alto aumento son críticos para un análisis de falla preciso. Además de ubicar el origen de la falla, esto nos servirá para revelar las concentraciones de tensión, las imperfecciones del material, la presencia de recubrimientos superficiales, las regiones cementadas, fallas en las chavetas y otros detalles estructurales que contribuyen al agrietamiento. El nivel general de

tensión, la ductilidad relativa del material y el tipo de carga (torsión, cortante, flexión, etc.) a menudo se pueden determinar a partir del análisis visual.

Las regiones menos afectadas por las áreas de roce en las que las mitades opuestas de la fractura o cubiertas con productos de corrosión deben seleccionarse para microanálisis. Cuando el crecimiento estable de la fisura ha continuado durante un período prolongado, la región más cercana a la fractura rápida suele ser la menos dañada porque es el área de fisura más reciente.

## Macroexamen de la falla

La inspección visual de ambas mitades de la superficie de la falla refleja que la mayor parte de la sección tiene una superficie lisa excepto la parte central, donde la rugosidad y el brillo es mayor. *(Ver figuras 1-5 y 1-6)*



*Figura 1-5. Muestra “A” de una de las mitades de la falla.*

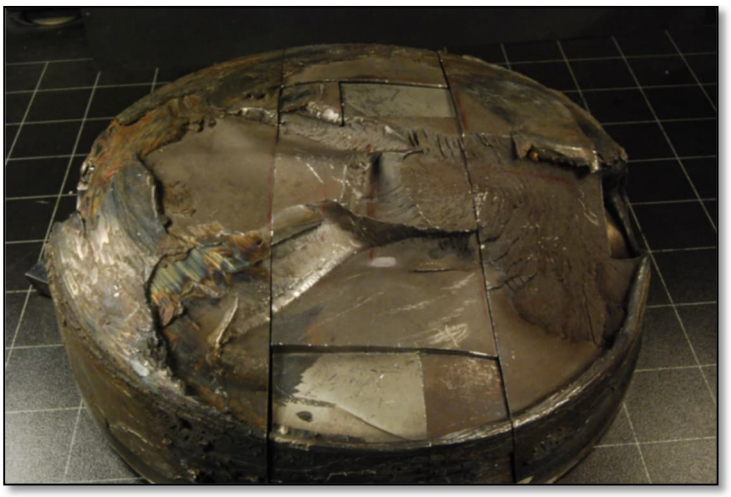


*Figura 1-6. Muestra “B” de la segunda mitad con la superficie de la falla*

Esta es la apariencia típica de una grieta por fatiga que crece bajo cargas cíclicas hasta que la sección remanente es lo suficientemente pequeña como para causar una la fractura final de la pieza debido a la sobrecarga.

La zona más elevada está deformada y sobrecalentada debido al movimiento relativo entre las dos superficies después de la fractura y previo a que el motor se haya detenido. *(Ver figura 1-7)*
Se puede observar que el plano de fractura es principalmente transversal al eje del eje.

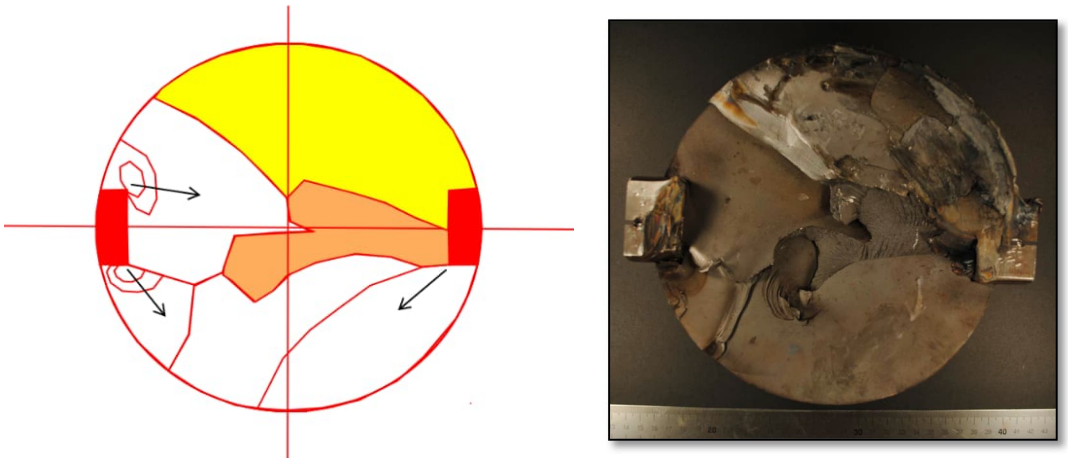


*Figura 1-7. Diagrama de la fractura*

Un punto de iniciación de grieta está ubicado en el radio de filete del chavetero; las marcas de playa de fatiga son claramente visibles en esta región, correspondiente a la etapa temprana de propagación de grietas *(ver figura 1-8).*



*Figura 1-8. Detalle de uno de los puntos de iniciación de falla. Muestra A*

También se encontró una fisura paralela al eje longitudinal del eje en la chaveta correspondiente con este mismo filete *(Ver figura 1-9)* y en la pared vertical del chavetero opuesta a este filete se encontró un área deformada cerca de la superficie de fractura *(Ver figura 1-10),* seguramente debido al contacto con la chaveta que también presenta deformación plástica.

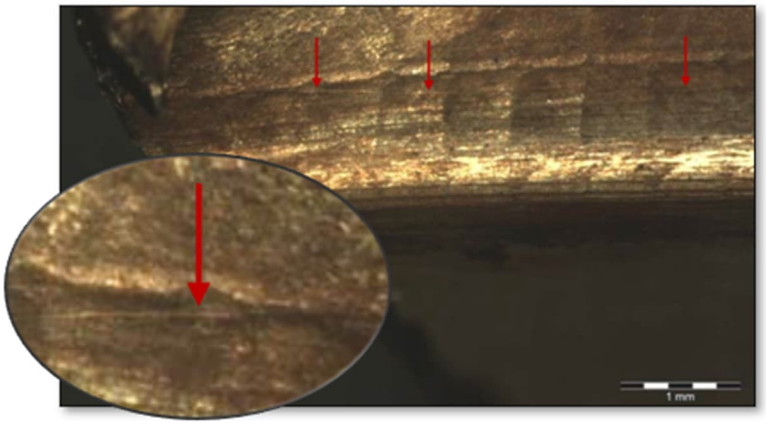


*Figura 1-9. Fisura encontrada en la chaveta*



*Figura 1-10. Área deformada en la pared del chavetero. Muestra A.*

También se encontraron varias fisuras transversales al eje en la zona del bisel del chavetero opuesto *(Ver figura 1-11).*



*Figura 1-11. Fisuras en el chavetero opuesto. Muestra A*

Del análisis de las chavetas se pudo ver que los biseles longitudinales de 1x1 mm de tamaño en el cuerpo, reducían significativamente su medida en los extremos debido a la unión con los biseles transversales y por ello mermaban mucho su dimensión hasta formar un borde afilado, con un radio de entre 0.3 y 0.5 mm. *(Ver figura 1-12)*

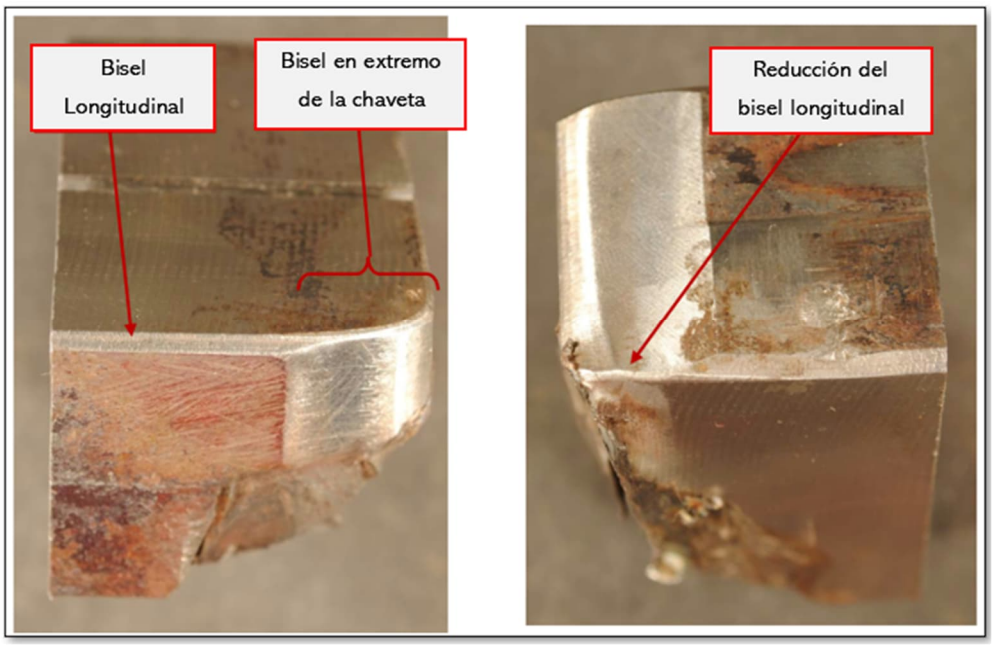



*Figura 1-12. Detalle del bisel longitudinal de la chaveta en el extremo*

Como se comentó previamente, esta es la zona del chavetero donde aparecen las fisuras, incluyendo los puntos de iniciación de las fisuras principales.

## Microexamen de la falla

Dos muestras fueron preparadas a partir del espécimen B para examinar con microscopio electrónico, la primera se tomó en una zona alejada de la falla para determinar la estructura del material base y los valores de dureza del acero, la segunda fue tomada en la zona de la fractura.

La microestructura revelada es típica de un acero inoxidable martensítico templado y revenido, no se observa decarburizado ni ningún otro defecto significante. *(Ver Figura 1-13)*

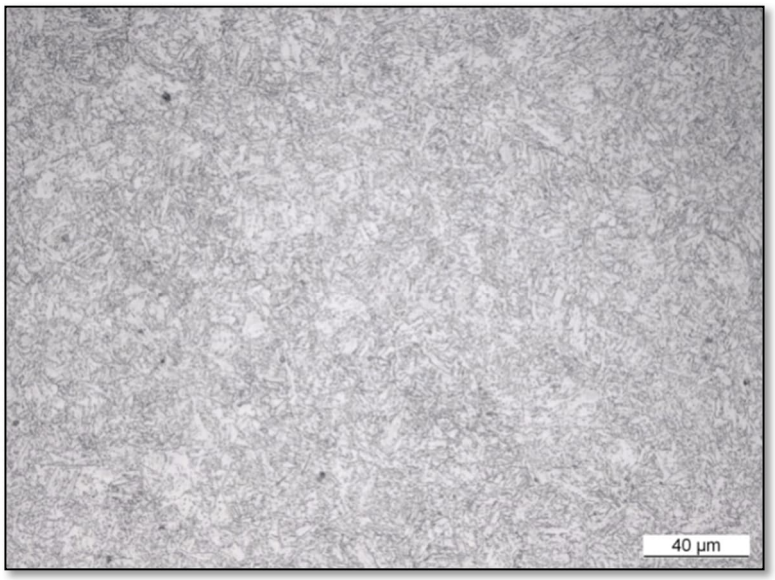



*Figura 1-13. Microestructura del eje de acero inoxidable martensítico. Muestra B*

La dureza medida en la muestra fue de 255 HB Brinell.

En la pared vertical del chavetero se detectaron algunas fisuras, una de ellas creció lo suficiente como para alcanzar la superficie cilíndrica del eje *(Ver figura 1-14).*

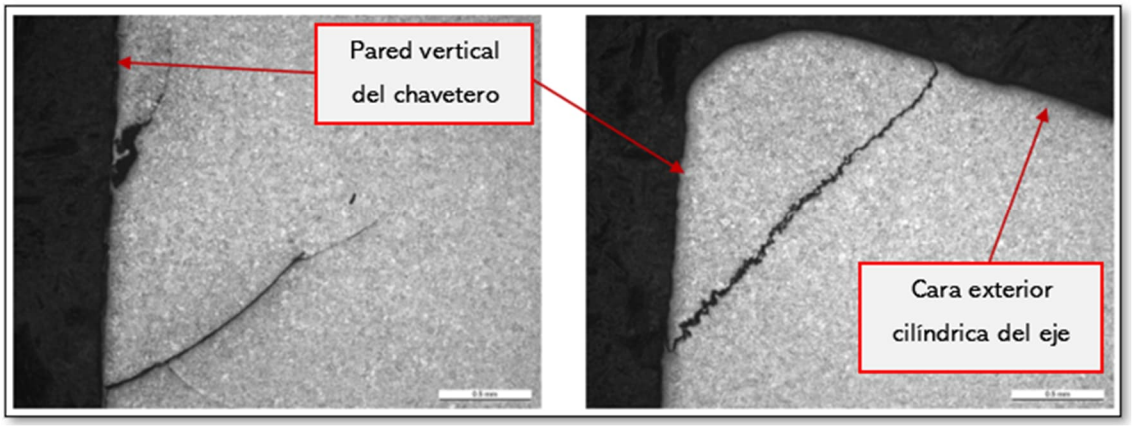



*Figura 1-14. Detalle de fisuras en la pared del chavetero. Muestra A*

Una de las muestras de la fractura que contenía un punto de iniciación de falla fue preparada y examinada en un microscopio de escaneo electrónico. *(Ver figuras 1-15).*

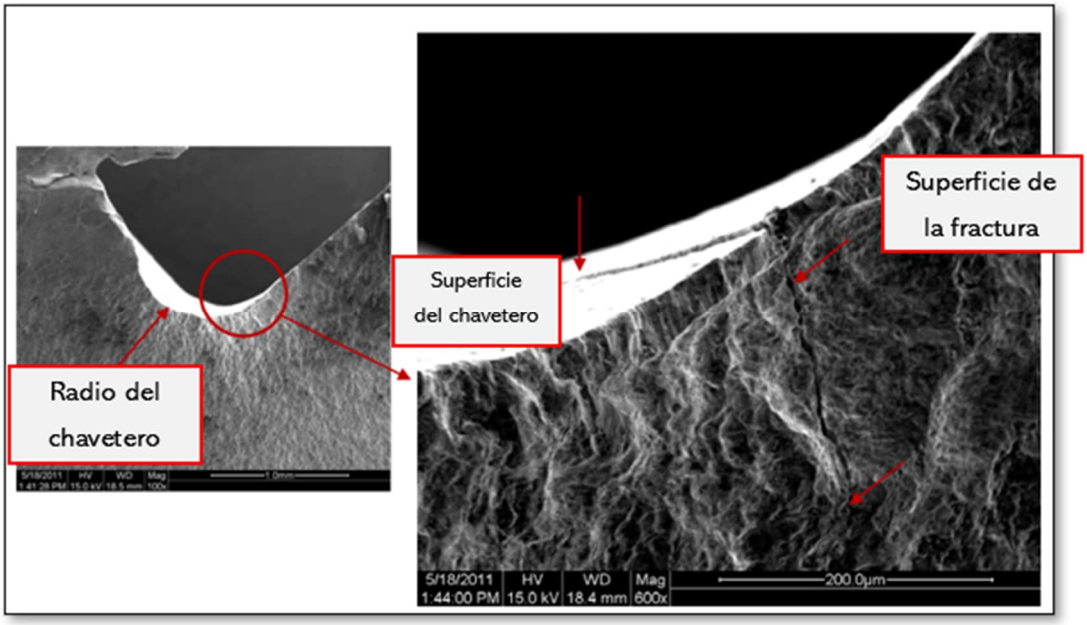



*Figura 1-15. Detalle de la fisura en el radio de filete del chavetero. Muestra A*

El aspecto general de la superficie de la fractura cercano al punto de iniciación de la falla se muestra en la figura 1-16. Las líneas que marcan el avance continuo de la fisura pueden suponerse, pero no son vistas con definición

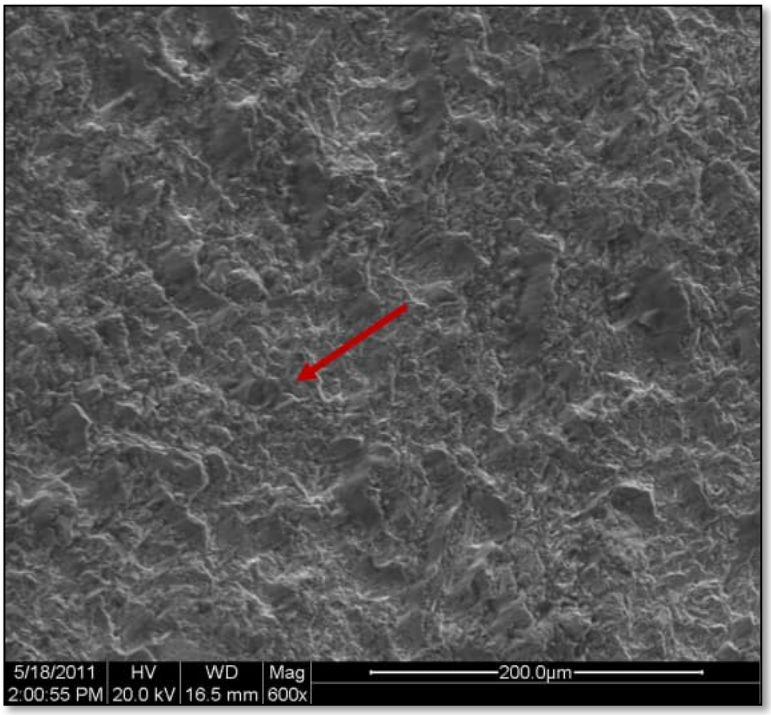



*Figura 1-16.* Superficie de la fisura cercana al punto de iniciación[1], Muestra A

[1] *las flechas indican el sentido de crecimiento de la fisura*

# Análisis de operación y tendencias

Se realiza un análisis de las variables operativas mediante la revisión de las tendencias históricas del sistema de control y se encuentran algunos problemas relacionados con la detención de la unidad, lo primero que se ve ante cada salida de servicio de la bomba es que esta reducía su velocidad manteniendo el giro en sentido horario un tiempo hasta comenzar a girar en forma inversa rápidamente, esto se daba porque el sistema de arranque suave, propio del equipo motor, tenía activa una función de freno eléctrico para su detención que disminuía su velocidad paulatinamente de manera controlada durante 10 segundos. *(Ver figura 1-17)* Pero dado que el cierre de las válvulas de bloqueo estaba limitado mecánicamente en 40 segundos por la velocidad de actuación de estas, el sistema efectuaba la etapa de frenado de la bomba con torque positivo y flujo a contracorriente; y finalmente cuando cesaba la cupla de frenado, la bomba comenzaba a acelerar en sentido inverso hasta finalizar el cierre de la válvula de descarga, aquí la bomba disminuía su velocidad hasta detenerse. Esto implica que durante el tiempo de frenado del motor el eje sufría un sobre torque dada la contraposición de la cupla positiva que le aplicaba el motor y la cupla del flujo en retroceso que resultaba en el impulsor.

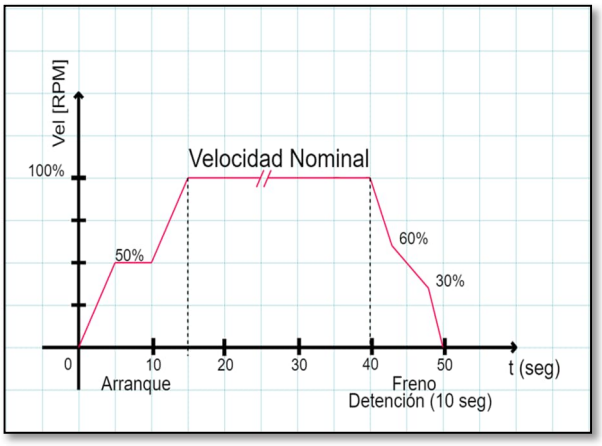



*Figura 1-17. Diagrama de arranque y freno de la unidad*

No solo la situación de sobre torque es perjudicial para la bomba, sino que además durante un retroceso de flujo con la bomba libre, la velocidad inversa puede alcanzar valores considerables con relación al nominal, el valor máximo de velocidad inversa se daría si se lograra el 100% de caudal en retroceso donde la velocidad podría llegar al 150% del valor nominal.

Como problema adicional a esta situación, se observó también en las variables históricas de la unidad, varios arranques realizados mientras la bomba se encontraba deteniéndose, todavía con giro inverso y agua a contraflujo, se verifico también que la lógica de comando no bloqueaba el arranque hasta la total detención del eje.

## Análisis de marcha con flujo inverso

Cuando una bomba centrífuga entrega fluido a un colector de descarga común con otras bombas, al detener su marcha deberá contar con algun mecanismo para evitar que el flujo se invierta y circule a través de la bomba descargando el colector, generalmente se utilizan válvulas de retención mecánicas, esta instalación solo contaba con una válvula mariposa eléctricamente actuada que trabajaba automáticamente solo en cambios de marcha de unidad, con tiempos de cierres excesivos, pero en eventos de emergencia dependía de la pericia del operador garantizar el cierre de la línea.

Cuando el flujo se invierte a través de una bomba y el accionador ofrece muy poco o ningún torque de resistencia, la bomba alcanzará una velocidad más alta que la normal en la dirección inversa[2]. Esta velocidad de escape (runaway speed) aumentará con la velocidad específica y la carga del sistema.

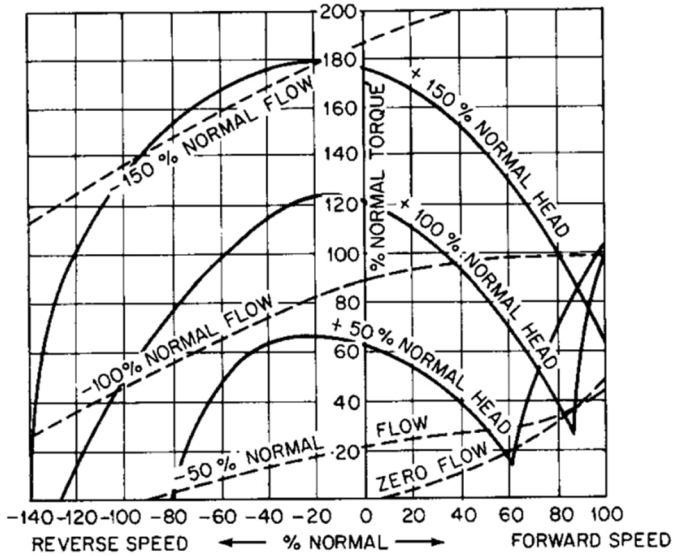



*Figura 1-18. Curva característica velocidad-Par inversa típica para bombas*

[2] Transients In System Heads – Pump Handbook – 4th Ed. – Igor J. Karassik

En la figura 1-18 se muestran graficados la velocidad, el par, la altura y el caudal, todos expresados como porcentaje de las condiciones de diseño de la bomba para la velocidad normal hacia adelante. Cuando una bomba funciona en reversa como una turbina sin carga, la altura en la bomba será la altura del colector menos la pérdida debido a la fricción del flujo inverso.

Si se intenta arrancar la bomba mientras está funcionando en reversa, el motor eléctrico debe aplicar un torque positivo a la bomba mientras este está inicialmente funcionando en una dirección negativa. La figura 1-18 muestra el torque necesario para desacelerar, detenerse momentáneamente y luego acelerar la bomba a la velocidad normal. En nuestro caso al bombear a un colector común, arrancarla en reversa requeriría superar el 100% de la altura normal, y se puede ver que se requeriría un torque muy superior al normal por parte del motor. Además de superar la altura positiva, el motor debe sumar torque adicional a la bomba para cambiar la dirección del líquido. Esto podría resultar en un tiempo de arranque prolongado bajo una alta demanda de corriente superior.

Para poder analizar en detalles los casos transitorios de detención y arranque comentados anteriormente recurriremos a las curvas de características generales[3] de bombas centrifugas verticales semejantes a la de nuestro estudio, en ausencia de resultados de pruebas específicos, estos diagramas facilitan una estimación aproximada de las condiciones de operación que se esperan durante las condiciones de perturbación, las características generales de un equipo contemplan todo el espectro operativo tomando revoluciones y caudal como variables de referencia, pero también graficando las distintas curvas de altura y torque.

En teoría, n, Q, H y M pueden asumir cualquiera de las 16 combinaciones de signos positivos y negativos. Ocho de ellos son significativos en la práctica, ya que pueden ocurrir en transitorios y en condiciones de operación anormales o perturbadas, sin embargo, analizaremos solo aquellos que aplican a nuestro caso, en la figura 1-19 se representan los ocho modos mencionados

[3] “Complete characteristics of centrifugal Pumps and their use in prediction of transient behavior” – 1937 – Paper by R. T. Knapp & “Turbine Operation, General Characteristics” - Centrifugal Pump – 3rd Ed – Johann F. Gulich

anteriormente, de A a H, estos casos se muestran en los cuatro cuadrantes de un sistema de coordenadas con el caudal como abscisa y la velocidad como ordenada. Todos los valores utilizados están en relación con los datos de rendimiento en el punto de mayor eficiencia durante el funcionamiento como bomba.

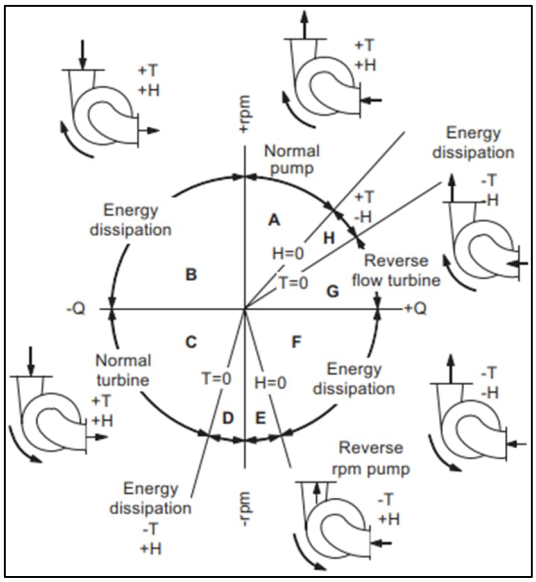



*Figura 1-19. Modos operacionales de una bomba centrifuga*

Los modos de operación que aplican para nuestro estudio se discuten a continuación.

**A.** Operación normal como bomba con caudal positivo entre H=0 (Qmax) y Q=0, tramo que representa la curva típica de una bomba.

**B.** Si la presión de descarga excede la presión de 0 caudal, el fluido empieza a fluir en forma inversa, incluso con el rotor girando en dirección positiva. La presión y el par motor son positivos. Toda la potencia suministrada en el acoplamiento se disipa. La bomba está funcionando en el modo "freno". Esta condición ocurre durante un breve período de tiempo si hay un corte de energía y la tubería de descarga no está equipada con una válvula de retención

**C.** Funcionamiento normal como turbina en el rango entre las velocidades de escape (T=0) y rotor bloqueado (n=0). Caudal y velocidad negativos

En la figura 1-20 se muestran las curvas características generales que utilizaremos, estas se trazaron de acuerdo con la representación de cuatro

cuadrantes para la velocidad específica de nq = 260 para una bomba de rodete axial, semejante a la estudiada.

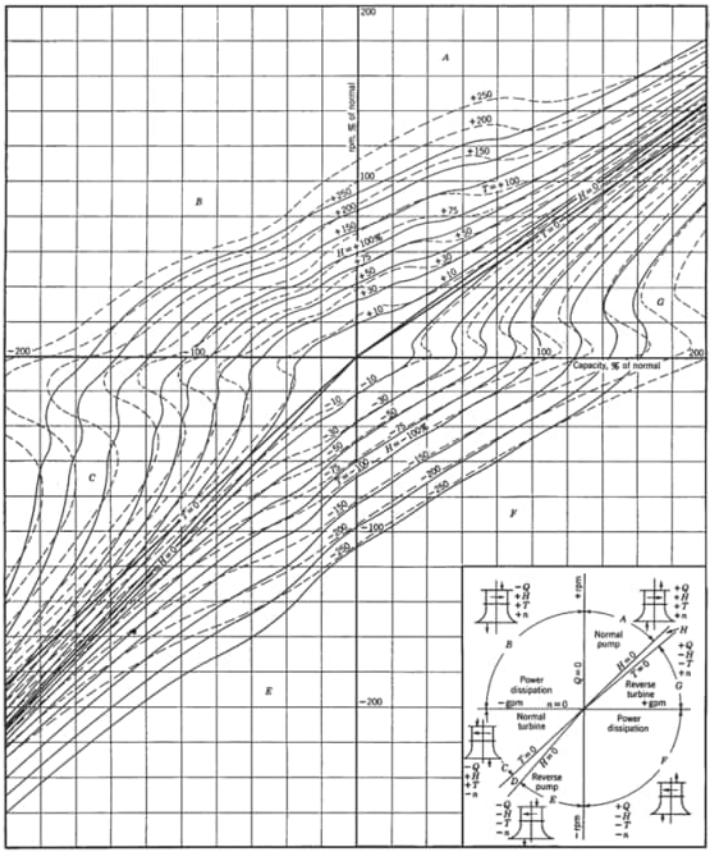



*Figura 1-20. Característica general de una bomba axial de Nq=260*

Definidas las curvas que utilizaremos en los análisis de los eventos, comenzaremos con el análisis de una detención de equipo.

- Prueba de detención de equipo

En las figuras 1-21 se encuentra representada las variables correspondientes a la detención de una unidad en función del tiempo, en la figura superior se grafican el caudal (Q), la velocidad de giro (n) y la presión (H) de salida en función del tiempo, y en la figura debajo está representadas las mimas variables en la curva de característica general para una bomba semejante, en ambos grafico las unidades se encuentran referenciadas al valor nominal.

Ambos gráficos están relacionados entre si mediante una serie de puntos identificados desde el punto (a) al punto (k) que muestran la evolución de las variables desde el pulso de detención de unidad hasta el fin del transitorio,

alguna de estas variables como la velocidad del eje (n) y presión de descarga (H) fueron relevadas durante pruebas operativas. Mediante la referencia cruzada de ambos gráficos se puede representar la secuencia completa de detención e incluso inferir los esfuerzos a los que están sometidos los componentes del equipo y comparar las distintas configuraciones constructivas del sistema.

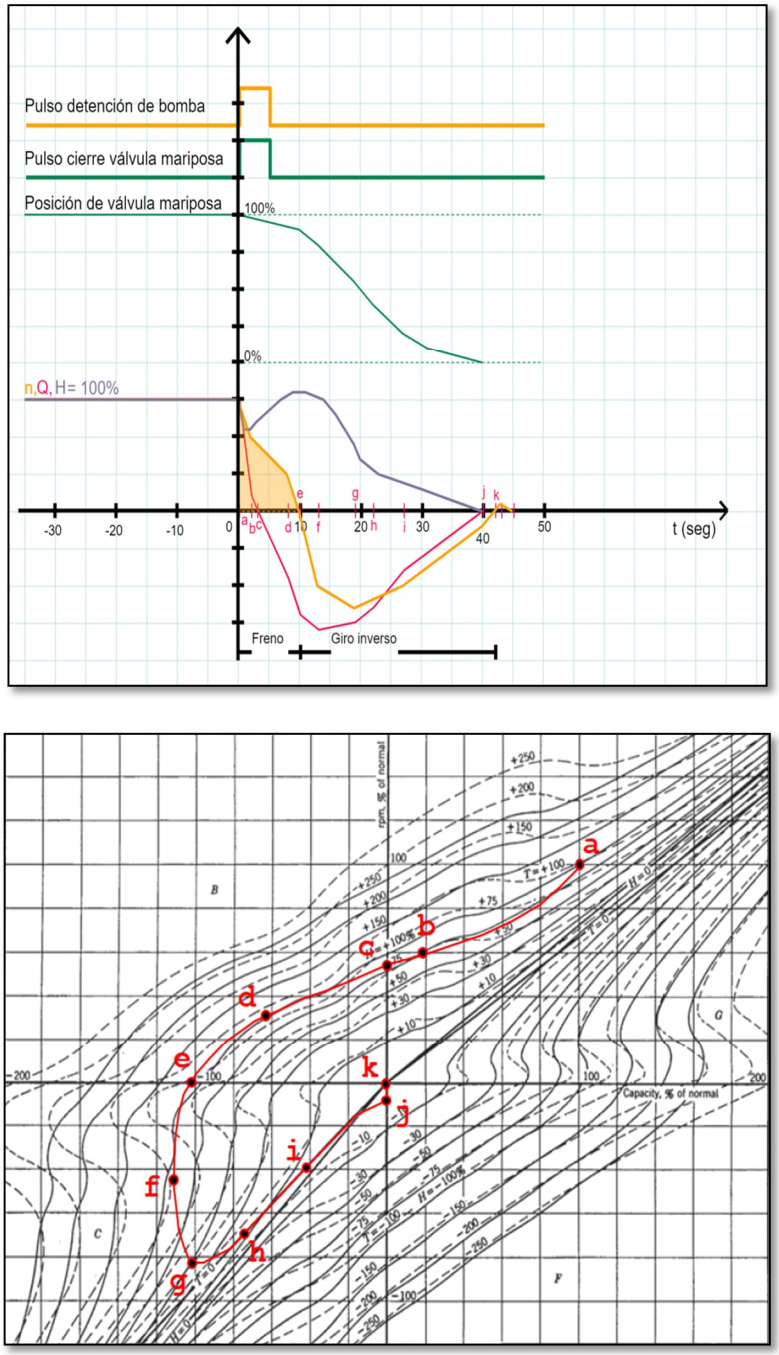



*Figura 1-21. Comportamiento durante la detención con la configuración encontrada*

En el análisis partimos en t < 0 con las variables en régimen constante Q, H y n al 100% y consideraremos en t = 0 el momento del disparo del pulso de detención, punto (a), a partir de allí la unidad comienza a reducir su velocidad (línea amarilla) en forma controlada mediante una disminución de la corriente hasta el punto (e), t(e)=10 segundos, en donde inicialmente lo hace con una pendiente mayor hasta el punto (b), llegando al 60% de la corriente nominal, allí cambia la pendiente hasta el punto (d), 30% de la corriente nominal, donde finalmente vuelve a aumentar su pendiente para llegar a corriente 0 en el punto (e), el área llena (a-b-c-d-e) representa el zona de la curva de detención donde se mantenía aplicada una cupla positiva en el eje. También se puede observar en este sector de la curva como la altura (H) (línea gris), luego de una caída brusca recupera rápidamente hasta superar su valor nominal, esto se debe al golpe hidráulico por el aporte de la presión del colector que continúa siendo alimentado, para luego bajar conforme se va cerrando la válvula de bloqueo a la salida de la bomba. El caudal (línea roja) cae rápidamente por el freno eléctrico del motor que es ayudado por la presión del colector de descarga que se mantiene contante, el flujo se detiene rápidamente llegando a Q=0 en el punto (c) y la bomba a partir de este punto comienza a tener un contraflujo creciente, desde el punto (c) al (e) se mantiene la condición de aumento de caudal negativo y disminución de la velocidad positiva hasta llegar a n=0. A partir de este punto entramos en el tercer cuadrante con n<0 y Q<0, el caudal continua en aumento a contraflujo hasta llegar a su punto máximo (f) en un valor -110% del nominal aproximadamente, luego continua aumentando su velocidad n en forma inversa hasta su máximo en (g), pero a partir de (f) la presión de salida H también comienza a caer y con ella el valor de la cupla T hasta llegar a la recta T=0 en (h). a partir de aquí la presión continúa cayendo hasta H=0 en (j) y con ella cae la velocidad y el caudal hasta (k) en 0

- Marcha con bomba en giro inverso

Analicemos ahora el arranque de bomba con giro inverso, como vimos en la figura 1-19, una bomba puede funcionar en sentido inverso y lograr una velocidad mayor a la nominal si la válvula de descarga no se cierra luego de su detención. Cualquier intento de arrancar la bomba desde esta condición sobrecargará el motor durante un período prolongado.

Durante la revisión de la operación de las unidades se encontraron varios casos de arranque de unidades mientras las mismas se encontraban en giro inverso, uno de los casos más significativo se dio por la detención errónea de la unidad donde el operador le volvió a dar marcha a los 22 segundos de haberla detenido. Siguiendo el criterio que veníamos utilizando, se grafican ambos diagramas para estimar los esfuerzos a los que se vio sometida la unidad.

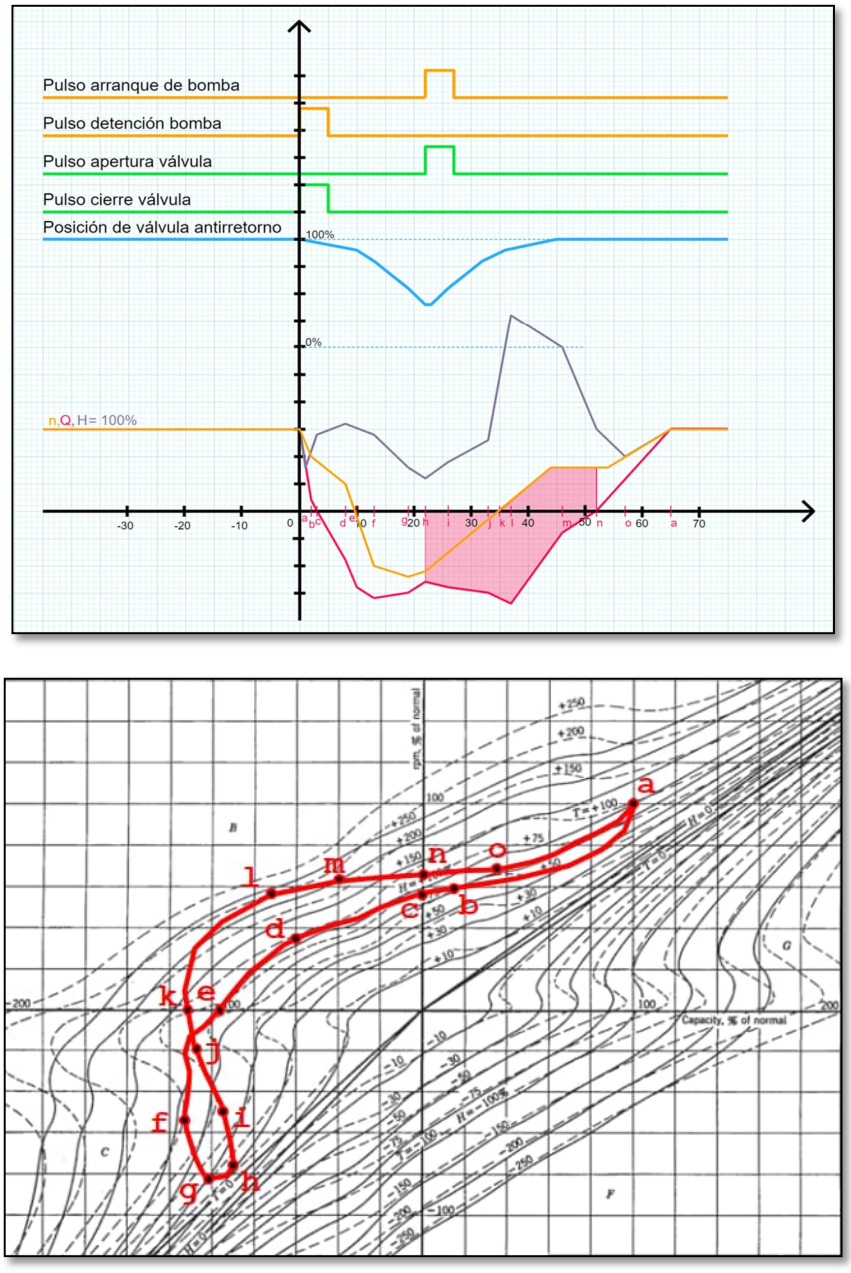



*Figura 1-22. Comportamiento durante el rearranque de la unidad con caudal negativo*

Como se puede observar en la figura 1-22, en t=0 la bomba comienza a detener su marcha, desde en el punto (a) hasta el punto (e) reduce su velocidad mediante

el freno eléctrico y debido a la presión del colector constante, el caudal se detiene y retrocede acelerándose hasta pasar el 100 % Q/Qn en sentido inverso en el punto (f), luego mientras la válvula de bloqueo se cierra, la presión disminuye y el caudal va reduciendo.

En el punto (h) el operador da arranque nuevamente a la unidad y en este momento se producen dos sucesos, la válvula detiene su cierre y comienza a abrir, y el motor es energizado por lo que el par motor es aplicado para detener el giro inverso desde (h) a (k) y luego se acelera de (k) a (m), siguiendo la programación del arrancador suave, rimero hasta el 50% de la velocidad, se mantiene por 10 segundos, y luego llevar la velocidad al 100 % del nominal. Se puede ver como de (k) a (l) el caudal aumenta a contraflujo por la apertura de la válvula y en ese momento se da la condición de presión de descarga de 240% de la nominal, esto por la simultaneidad de la apertura de válvula que entrega mayor caudal a contraflujo, con la aplicación del par motor que frena el giro inverso, luego cuando la bomba ya comienza a impulsar en sentido directo, la presión a la descarga se regulariza y el caudal comienza a frenarse hasta el punto (n) donde el caudal se detiene y comienza a partir de allí a impulsar en sentido directo. Ya desde los 65 segundos volvemos a las condiciones del punto (a) y el sistema se normaliza. En la zona sombreada desde los puntos (h) y (n) la bomba se encontraba con flujo inverso y con el motor energizado ejerciendo torque en sentido directo

## Falla del soporte

Un primer análisis visual sobre los cojinetes durante el desarme de la unidad encontró una fisura en una de costuras del soporte intermedio del primer tramo de eje.

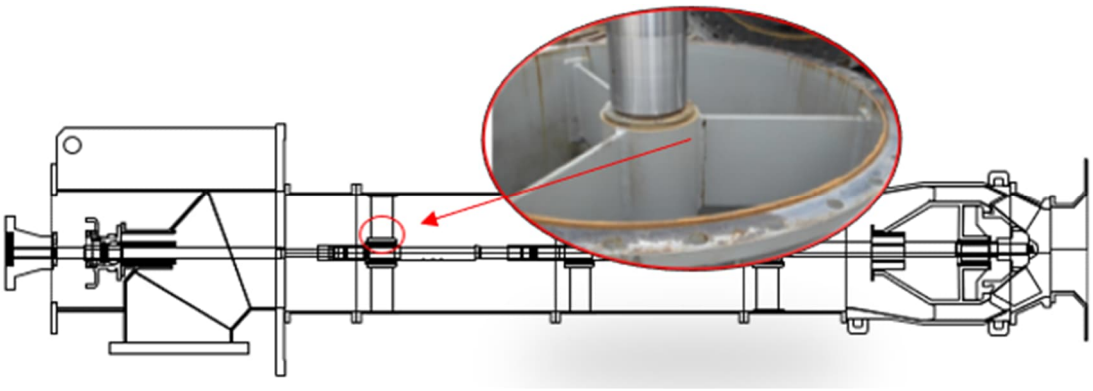


*Figura 1-23. Ubicación de falla de cojinete*

Estas bombas solo contaban con un sensor de vibración en cada cojinete del motor eléctrico, uno en el plano “x” del lado libre y otro en el plano “y” del lado acople, que enviaba el valor RMS de la velocidad vibratoria al sistema de control y se utilizaba como protección del equipo, pasados los 8 mm/s la bomba salía de servicio automáticamente, al revisar la vibración al momento de la falla se ve que ambos aumentan por sobre los 8 mm/s, y fue una de las causas que disparo la salida de servicio, pero también se encuentra que esta medición venia en valores medios entre 5 a 6 mm/s, por encima de los normales de operación, desde hacia ya unos meses. Se observa también que la bomba PAC13 estaba en esos momentos trabajando cerca de estos mismos valores de vibración. Se decide entonces realizar una medición puntual con equipo especializado en ambos planos del cojinete superior de las bombas 10PAC12 y 10PAC13 en funcionamiento y se encuentra en los espectros de estas mediciones picos en velocidad correspondientes a la frecuencia de 57Hz en ambas bombas.4 *(Ver figura 1-26).*

[4] Una inspección visual posterior en las bombas 10PAC12 y 10PAC13, luego de la reparación de la unidad 10PAC11, encontró el mismo tipo de fisuras en las costuras de los soportes del cojinete intermedio, fisuras que no llegaron a la fractura completa del soporte. Por lo que se supone a priori que las fallas en los soportes fueron previas a la fractura del eje en la bomba 10PAC11.

# Conclusiones

Dadas las evidencias encontradas en la fractura, se infiere que la zona del chavetero fue donde se iniciaron las fisuras, como ejemplo están las fisuras adyacentes a la superficie de la fractura, estas estaban ubicadas en la zona de contacto con el extremo longitudinal del bisel. Un chavetero es siempre un concentrador de tensiones y por lo tanto un típico iniciador de fallas por fatiga. Una vez que las fisuras se nuclean en el chavetero, la dirección de crecimiento de la fisura depende esencialmente de las condiciones de carga. Este eje trabaja como un transmisor de potencia donde la carga principal es carga estática rotacional. No se cree que haya sido producto de una carga torsional, en caso de falla por fatiga debido a cargas variables torsionales, la fisura hubiera crecido en un plano de 45° con la sección transversal del eje debido a que esta es la dirección con el mayor esfuerzo de tracción normal bajo carga de torsión. Sin embargo, la falla del eje analizado en este caso tiene el plano de falla transversal al eje, por lo tanto, el mayor esfuerzo de tracción normal actuó perpendicular a la sección transversal de eje. Este hecho, además de la apariencia de la superficie de la fractura, nos lleva a concluir que la falla del eje se produjo debido a flexión rotacional

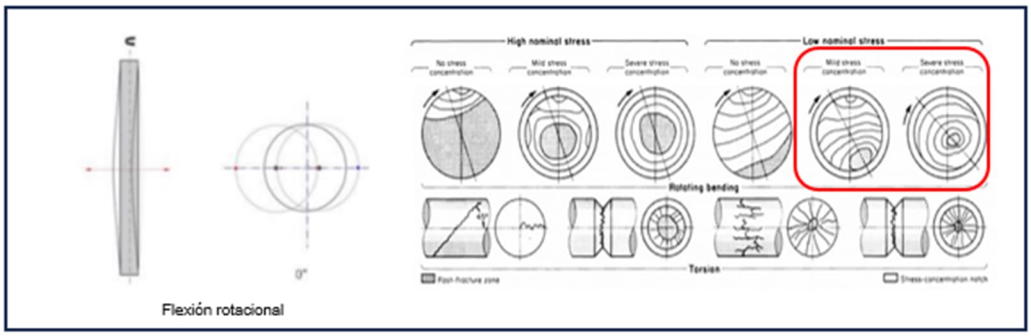



*Figura 1-24. Tipos de fallas por fatiga rotacional*

En la figura 1-24 se puede observar a la izquierda un ejemplo de flexión rotacional de un eje, en el corte del plano medio se ve como su sección se mueve en el sentido horizontal durante la rotación del eje, en las imágenes de la derecha se muestran ejemplos de fallas por fatiga rotacional, por flexión rotacional arriba y por torsión debajo, también se comparan los efectos de distintas grados de entallas y tensión aplicada, podemos ver como la falla se asemeja a los casos de flexión rotacional con concentraciones de tensiones medios/altas y bajas tensiones nominales.

En la configuración original del eje, este no debería sufrir flexión rotacional salvo por las desalineaciones a lo largo de los soportes intermedios, pero teniendo en cuenta la falla encontrada en uno de ellos, suponemos que esta ha incrementado considerablemente la tensión por flexión, causando una fractura por fatiga de flexión rotacional. Por lo tanto, se supone que la fractura del eje fue causada por la falla previa del soporte intermedio, seguido por la incitación y crecimiento de una fisura por fatiga hasta la falla final que tuvo lugar en la zona más solicitada a las cargas por flexión rotacional.

# Propuestas de mejoras

## Reparar y reforzar soportes

A partir de las conclusiones obtenidas del análisis de la falla y funcionamiento de la bomba se recomienda como primera medida reparar y reforzar estructuralmente los soportes de los cojinetes, esta tarea de le reclama al proveedor del equipo dado que la garantía todavía estaba vigente, el proveedor recurre al fabricante quien evalúa la modificación y calcula un refuerzo, luego envía planos de detalle para el montaje de refuerzos en ambas caras del nervio. Esta mejora es implementada en todos los cojinetes de las 3 bombas. *(Ver figura 1-25)*

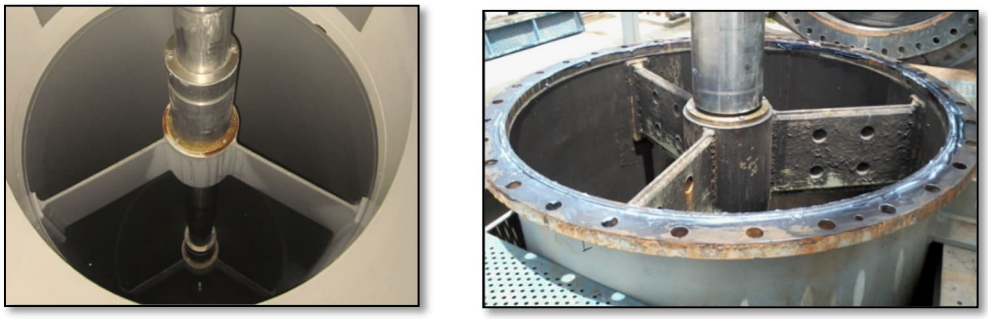


*Figura 1-25. Implementación de mejora de refuerzo estructural en soportes del cojinete*

Luego del montaje de los soportes se repite la medición de las vibraciones en ambos planos del cojinete superior de la bomba y se encuentra que el pico de velocidad en la frecuencia de 57 Hz desapareció, se puede observar en la figura 1-26 *el espectro previo (adelante) y posterior (atrás) a los trabajos de reparación y refuerzo de la estructura.*

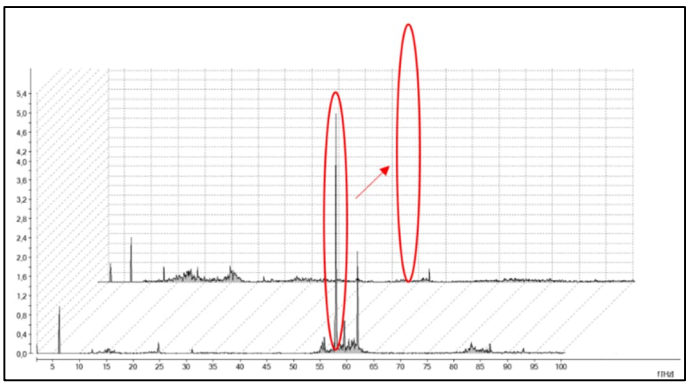


*Figura 1-26. Espectro de vibraciones en la unidad 10PAC13*

## Agregado de sensores en cojinete superior

Se recomienda sumar instrumentación para el monitoreo continuo de vibraciones de la unidad, para esto Siemens realiza el montaje de dos acelerómetros por bomba ubicados en el cojinete superior de la misma (Ver figura 1-27) a 90° entre ellos que transmiten el valor RMS de la velocidad de vibración para sumarlos a las protecciones, ya sea tanto enviando una alarma o deteniendo la unidad según corresponda a los valores recomendados por la norma ISO 10816 para este tipo bomba.




*Figura 1-27. Sensores de vibración adicionales a la altura del cojinete*

Acorde con la norma ISO 10816 *(Ver figura 1-28)* y teniendo en cuenta que por sus características estos equipos pertenecen al Grupo VI con soporte flexible (Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado, flujo centrífugo, axial o mixto, con potencia superior a 15 kW.)

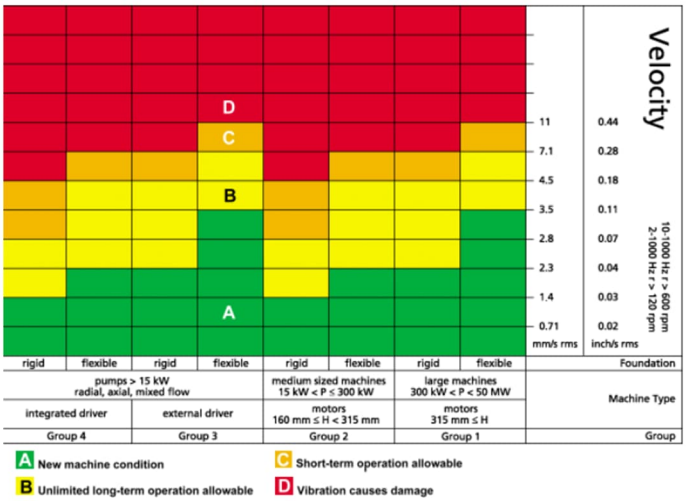



*Figura 1-28. Tabla ISO 10816-3 de severidad vibratoria*

Los valores recomendados de alarma y emergencia para el valor de velocidad RMS son respectivamente de 4,5 mm/s y 7,1 mm/s, se corrige además los valores establecidos de alarma y emergencia de las indicaciones de los motores.

## Modificación de geometría de chaveteros

Se recomienda la fabricación local de un nuevo juego de ejes con la geometría de los chaveteros modificada para reducir las concentraciones de tensiones en dicha zona, se consulta al fabricante sobre dicho problema y por su parte opinan que no es necesaria dicha modificación, se realiza una propuesta técnico económica con un taller local desde Siemens a TSM, finalmente se decide no invertir en dicha modificación y utilizar el juego de eje de repuestos que proveerá la empresa fabricante de la bomba en concepto de garantía.

## Montaje de válvulas Antirretorno

Se recomienda la instalación de válvulas de retención a la salida de las bombas para evitar el giro inverso de estas durante la detención, este punto es reclamado a la empresa constructora alegando su omisión durante la etapa de ingenieria del sistema, el Noviembre 2011 se montan las válvulas *(Ver figura 1-29)*, además se solicita un estudio de golpe de ariete a la UNLP para la validación de la modificación, de dicho estudios se recomienda para evitar cualquier golpe hidráulico que las mismas tengan un retardo de 20 segundos durante el cierre.



Figura 1-29. Válvula antirretorno montada a la descarga de cada unidad

Una válvula de retención se puede utilizar para evitar el flujo inverso ya sea desde una carga estática o desde un colector al que aporten otras bombas del sistema. La válvula de retención se abrirá automáticamente cuando la presión de la bomba exceda la contrapresión de la válvula. Cuando se arranca una bomba centrífuga contra una válvula de retención, la presión y el par de la bomba siguen los valores de 0 caudal hasta que se alcanza una velocidad a la que la presión de salida excede la presión del sistema. A medida que la válvula se abre, la presión de la bomba continúa aumentando y, a cualquier caudal, la presión será la necesaria para superar la carga estática del sistema o la presión de otras bombas, la carga de fricción, la pérdida de presión de la válvula y la inercia del líquido bombeado.

En la Figura 1-30, se puede ver la curva ABD, mostrando la variación de la velocidad-par cuando se arranca una bomba de baja velocidad específica contra una válvula de retención con carga estática y fricción del sistema.

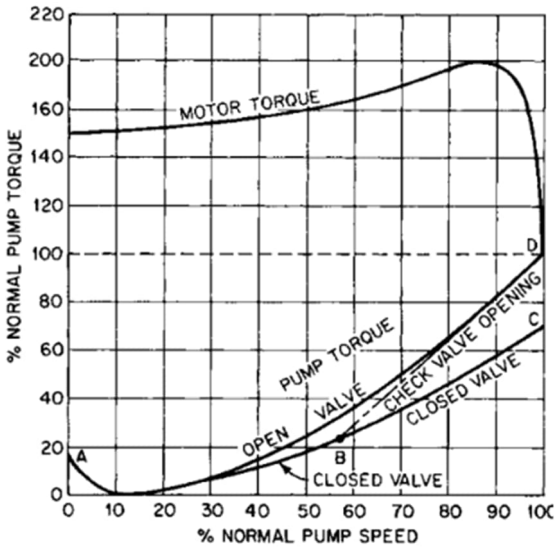



*Figura 1-30. Variación del torque de arranque con el agregado de una válvula check*

## Eliminación de freno en arrancador suave

Como complemento al problema de giro inverso se le recomienda a TSM eliminar del sistema de arranque suave de las bombas la función de freno para evitar los sobre esfuerzos que se producían en los ejes de la bomba durante cada detención, además se agrega una modificación de la lógica de control que contemple la inhibición de arranques durante el giro inverso de las bombas. TSM acepta las recomendaciones propuestas y se implementan.

En las imágenes de la figura 1-31 se puede observar la evolución del sistema durante la detención de una unidad luego de la instalación de la válvula antirretorno y la eliminación del freno, se repite la prueba de la figura 1-21 registrando la presión a la descarga y la velocidad del motor.

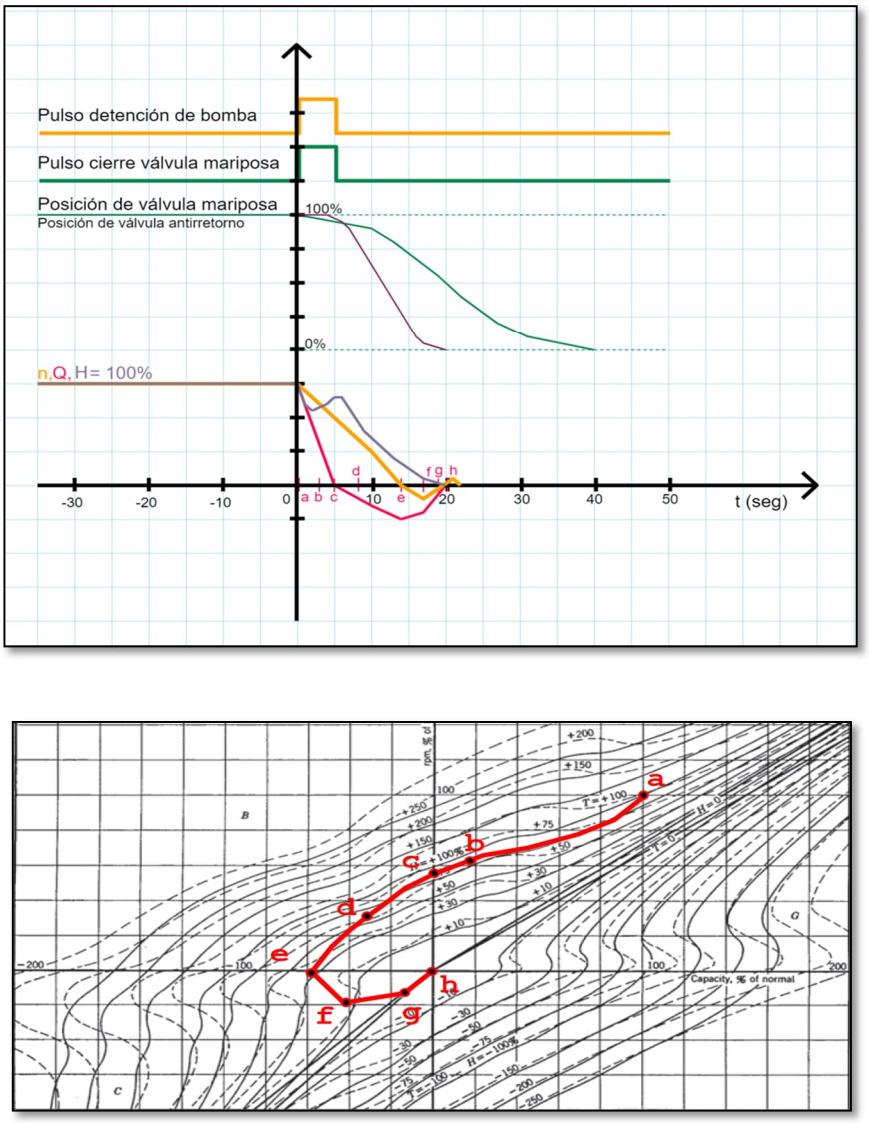



*Figura 1-31. Comportamiento de detención luego de las mejoras propuestas*

Se puede observar como en el tramo a-b-c-d-e las variables H y T caen más rápido que en el ejemplo anterior y el periodo de trabajo en el tercer cuadrante, es decir con velocidad y caudal negativo, se reduce considerablemente, el pico de torque que se daba en este cuadrante cae drásticamente.

Los tiempos del transitorio se redujeron a la mitad bajando además los máximos de caudal a contraflujo y par motor.

# Mantenimiento mayor / Septiembre 2014.

## Comentarios de la inspección

En septiembre del 2014 dentro del marco de la primera inspección mayor de 50.000 horas equivalentes de las turbinas se programa una inspección preventiva completa de estos equipos, esto sucede 3 años después de la reparación de la unidad 10PAC11 y de la implementación de las mejoras propuestas en esa oportunidad, estas unidades estuvieron en marcha desde ese momento en forma regular sin mayores inconvenientes.

La inspección que se le realizo es la recomendada por el fabricante a realizar cada 25.000hs (3 años de operación continua), estas unidades llegaron a la inspección con 31.611hs la unidad 10PAC11, 23.024hs la unidad 10PAC12 y 27.245 hs la unidad 10PAC13. La unidad 10PAC11 estuvo operando mayor cantidad de horas por un tema de redundancia eléctrica, este equipo esta alimentado eléctricamente desde una barra de media tensión independiente de la que alimenta las unidades 10PAC12 y 10PAC13, por lo que, salvo alguna emergencia, la premisa es tener en marcha una bomba alimentada por cada barra.



*Figura 2-1. Desgaste encontrado en el eje superior*

Para la inspección se solicitan todos los repuestos recomendados por el fabricante y se contrata el servicio de un inspector de Torishima para que lidere la tarea. Esta consiste en el desarme e inspección completo de las tres unidades, se controla el run-out de los tres ejes, se miden huelgos de los 5 cojinetes y los

anillos de desgaste del impulsor y se realiza inspección visual de extremos de ejes, manguitos de acople y los ductos de impulsión de la bomba.

Como observación se encuentra un gran desgaste en los cojinetes de goma y las camisas de acero de los ejes donde estos trabajan, gran desgaste en la zona de trabajo de la empaquetadura *(Ver figura 2-1)*, se cambian estas partes por nuevas en todos los ejes. Se observa marcas de corrosión en los impulsores y carcasa de impulsión. *(Ver figura 2-2)*



*Figura 2-2. Muestra de la corrosión encontrada en el impulsor*

Para esta ocasión se aisló la toma de agua del rio y se vació para una inspección interna, allí se encontró acumulación de lodos en el fondo del recinto de cada bomba y en el área común. *(Ver figura 2-3)*



*Figura 2-3. Lodos acumulados en el recinto de agua*

Por parte del fabricante no se realiza ninguna observación ni recomendación más allá de los trabajos del mantenimiento preventivo realizados. Siemens en cambio recomienda a TSM la limpieza completa de la toma de agua y una modificación a las bombas para la inyección de agua limpia en la refrigeración de los cojinetes para no utilizar agua de la toma, ya que consideramos que el gran desgaste observado en los bujes es debido a la gran cantidad de lodos en suspensión de agua de rio. TSM resuelve no implementar la mejora y tampoco realiza la limpieza del recinto.

# Falla en bomba 10PAC13 / Diciembre 2014

## Introducción

En diciembre el 2014, dos meses después de la inspección mayor y con 28.060 horas operativas se produjo una falla en la bomba 10PAC13, la unidad salió de servicio intempestivamente debido a picos de vibración por sobre la protección en todos los sensores. El personal de mantenimiento realizó una inspección visual de la bomba, pero no se pudo identificar a priori ninguna falla. Posteriormente se comenzó con el desarme y durante el desacople del motor se notó que la mitad inferior del mismo, vinculada al eje superior de la bomba tenía juego excesivo, pero sin la posibilidad de corrimiento axial, se supuso el eje partido dentro del acople y para no comprometer las superficies de falla y poder preservar la muestra para su análisis se decidió cortar el eje en una zona alejada a la falla por debajo del acople y llevarlo a un taller externo. Mientras tanto en planta se completó el desarme de la unidad sin encontrar otro punto relevante.

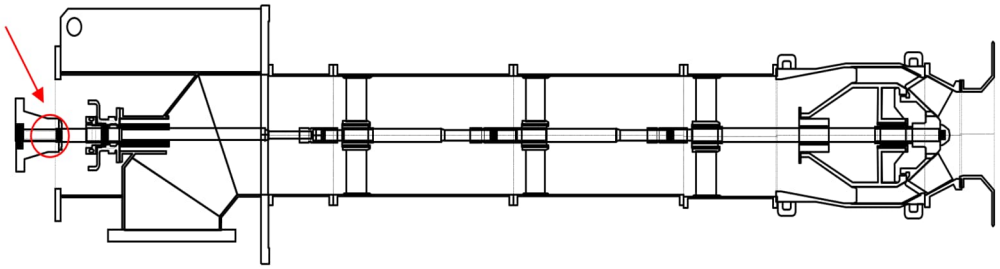


*Figura 3-1. Diagrama de ubicación de fallas*

## Inspección visual preliminar de la falla

Para poder recuperar las muestras de la falla se tuvo que reducir el volumen del acople en un torno de gran volteo y finalmente con amoladora refrigerada se cortó longitudinalmente el material sobrante en dos sectores a 180° para descubrir las partes del eje y chavetas. La falla encontrada fue una fractura transversal completa a la altura de las chavetas de vinculación con el acople, se encontraron además fisuras en las chavetas en el mismo plano de corte. *(Ver figuras 3-2)*




*Figura 3-2. Izquierda, acople retirado de la bomba. Derecha, tramos resultantes luego del mecanizado y corte del acople*

## Macroexamen de la falla

Las superficies de fractura del eje muestran una rotura típica por fatiga de bajas tensiones nominales y alto número de ciclos. *(Ver figura 3-3).* Generalmente las fallas por fatiga tienen uno o más orígenes de fatiga (sitios de iniciación), una región de propagación progresiva de grietas y una zona final de fractura por sobrecarga rápida. La identificación de la ubicación y la naturaleza de los sitios de origen generalmente es el dato más importante para el análisis de la falla, ya que el inicio de grietas es con frecuencia lo que controla el proceso de falla.



*Figura 3-3. Detalle de ambas caras de la fractura*

Las discontinuidades introducidas durante la fabricación (por ejemplo, inclusiones anormalmente grandes, discontinuidades de soldadura, grietas por esmerilado, chaveteros) o el servicio (picaduras por corrosión, daños por impacto) pueden provocar el inicio de grietas en circunstancias en las que un componente sin fallas habría tenido una resistencia a la fatiga aceptable. Por el contrario, el diseño inadecuado, la carga excesiva o la baja resistencia del

material a la fatiga pueden provocar fallas por fatiga en ausencia de un “defecto” particular en el sitio de origen.

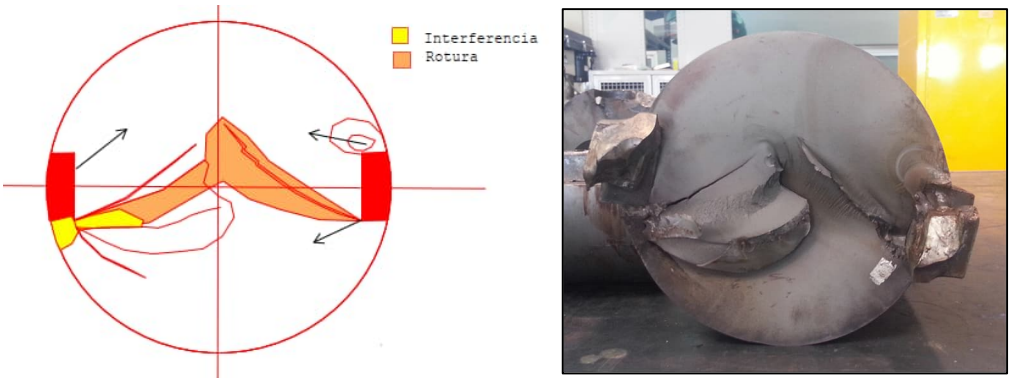



*Figura 3-4. Diagrama de la fractura*

En estas figuras se observan numerosas marcas de propagación de fatiga (beach marks) que denotan los inicios y propagación del frente de fractura por fatiga, que en estos casos son signos típicos de insuficientes radios de acuerdos (muy agudos) en los ángulos rectos del chavetero. *(Ver figuras 3-5).*



*Figura 3-5. Detalle de las zonas de iniciación de fallas*

## Microexamen de la falla

Para determinar la composición química del material se realiza una espectrometría de masa, en *tabla 3-1* se presentan los resultados del material de eje de la bomba y del acero de las chavetas. Composicionalmente el eje de la bomba se corresponde con un acero inoxidable martensítico del tipo AISI 420. Por otro lado, las dos chavetas se corresponden con aceros al C-Mn (no aleados) del tipo SAE 1045-1050.

| Componente | %C | %Si | %Mn | %P | %S | %Cr | %Ni | %Mo | %V | %Cu | %Ti |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Eje | 0,27 | 0,47 | 0,63 | 0,035 | 0,01 | 14,7 | 0,28 | 0,06 | 0,06 | 0,13 | 0,001 |
| Chaveta 1 | 0,45 | 0,26 | 0,74 | 0,022 | 0,01 | 0,17 | 0,03 | 0,02 | 0,006 | 0,10 | 0,001 |
| Chaveta 2 | 0,54 | 0,29 | 0,82 | 0,029 | 0,02 | 0,16 | 0,03 | 0,02 | 0,007 | 0,10 | 0,002 |

% P/P (Espectrómetro marca Oxford Instruments, 2013– Germany)

*Tabla 3-1. Resultados de análisis de material*

El acero del eje de la bomba tiene una dureza Brinell de 246HB, que se corresponde al acero inoxidable martensítico en el estado recocido (ferrita y carburos), condición esta de suministro que se corresponde con la estructura metalográfica encontrada. (Ver Figura 3-4).

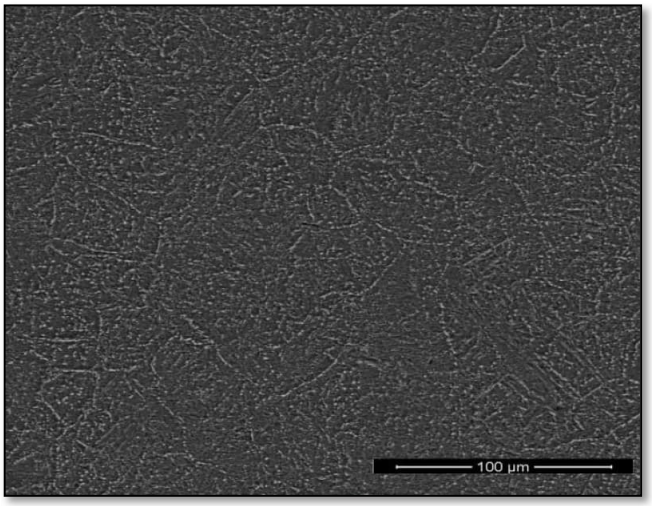



*Figura 3-4. Metalografía de la muestra del eje*

Tanto la microestructura recocida del acero encontrada como las mediciones de dureza del eje, baja de 246 HB, muestran que el mismo tiene un bajo límite de fatiga, lo que seguramente ha contribuido a facilitar el avance de la falla.

Por otro lado, las chavetas Nº1 y Nº2, presentan durezas Brinell de 226HB y 235HB respectivamente y ambos elementos presentan una estructura perlítico-ferrítica en las metalografías realizadas *(Ver Figuras 3-5).*

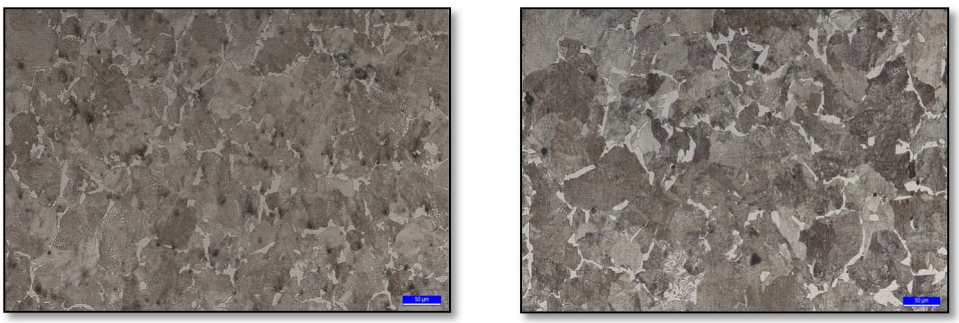


*Figura 3-5. Metalografía de la muestra de las chavetas*

Con relación a los radios de acuerdo de los chaveteros, encontramos en ambos una medida de entre 0.5 y 0.7 mm, y estos están por debajo del valor mínimo recomendado por las normas IRAM 5045/7 (1,6-1,1 mm) y por la BS 4235-1 (1,0-0,7 mm). *(Ver Figuras 3-6).*

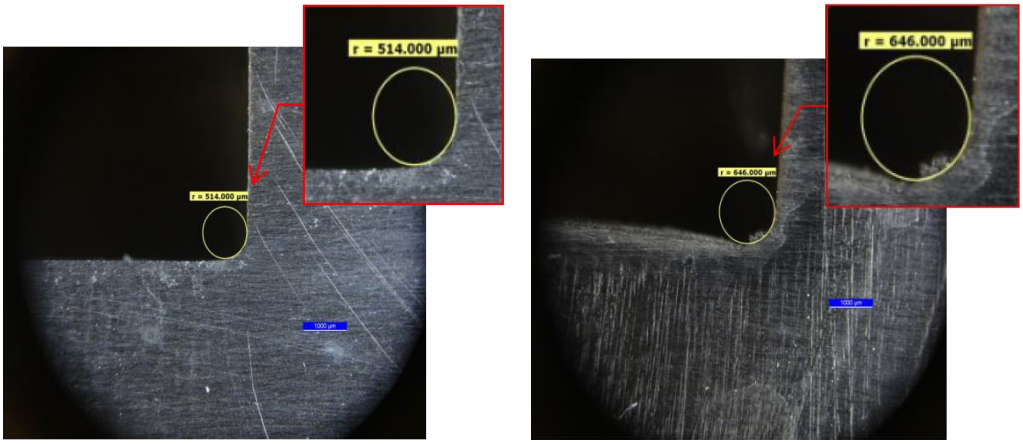



*Figura 3-6. Medición de los radios de acuerdo de los chaveteros*

## Análisis de operación y tendencias

Se repite el análisis de los registros históricos de la operación de estas bombas desde el 2010 a la fecha y se encuentra que gracias a las modificaciones implementadas los equipos no repitieron las fallas operativas de arranque con flujo inverso, pero también encontramos oportunidades de mejora, nos dimos cuenta que si accionábamos el cierre de la válvula previa detención de la bomba, el riesgo de retroceso de flujo era nulo, mismo caso para accionar la apertura de la válvula posterior al arranque completo de la unidad.

Se supervisan arranques de cada bomba tomando tiempos de apertura de las válvulas antirretorno y encontramos que en la bomba 10PAC13 la válvula tarda en cerrar 6 segundos, en las unidades 10PAC11 y 10PAC12 los tiempos de cierre son los definidos de 20 segundos.

## Inspección de los soportes

Se realizan ensayos no destructivos de partículas magnetizables para verificar las uniones soldadas entre los soportes y el porta-buje y también entre los soportes con el ducto en búsqueda de fisuras y para verificar la integridad de los refuerzos colocados sobre los mismos, se verifica el 100% de las uniones sin fallas.

También se verificaron los últimos registros de vibraciones realizado con equipo off line previo a la salida de servicio para controlar los espectros y verificar indicaciones las frecuencias registradas en fallas anteriores como producidas por solturas de bujes. No se encontraron indicaciones en dichas frecuencias.

# Conclusiones

Luego de un análisis de toda la información recopilada de los ensayos y análisis realizados se concluye que la fractura del eje se produjo por fatiga de bajas tensiones nominales y alto número de ciclos, iniciada por concentración de tensiones en los ángulos del chavetero, a causa de insuficientes radios de acuerdo en los ángulos rectos del mismo.

Para evitar esta forma de falla, se recomienda maximizar los radios de acuerdo acordes con las normas de referencia. Asimismo, es aconsejable disponer de un material con mayor límite de fatiga, para lo cual se recomienda especificar un acero similar al AISI 420, como ser un AISI 422 con tratamiento térmico de temple y revenido que logre unos 320 HB Brinell de dureza (asegurando así un mayor límite de fatiga del material, con alta resistencia mecánica y tenacidad al impacto). Como alternativa al AISI 422 se puede considerar el AISI 431 con tratamiento térmico de temple más revenido a 318 HB Brinell de dureza

Existe también la posibilidad que la falla se haya iniciado en épocas pasadas cuando el sistema no contaba con válvulas antirretorno y si con freno eléctrico, y propagarse durante el uso aun con las modificaciones realizadas, se toma como mejora en las inspecciones programadas el control de los ejes por partículas magnetizables para la determinación de alguna fisura insipiente

# Propuestas de mejoras

## Cambio de geometría en los ejes.

Ante esta nueva falla se reitera la recomendación del cambio de geometría en los chaveteros de los ejes, se recotiza la fabricación local de un set de ejes con geometría mejorada pero nuevamente es rechazada por TSM, ellos consideran que la falla en cuestión inicio en el 2010 debido a problemas ya resueltos y que se estuvo propagando durante los últimos 4 años hasta su rotura. Consideran que con un cambio de eje nuevo de igual geometría esta falla no se repetirá en el futuro.

## Limpieza de recinto de toma e inyección de agua limpia en la refrigeración

En la inspección realizada a la bomba durante el desarme se observó un desgaste menor pero considerable en los cojinetes para los dos meses de operación que tuvieron luego de su montaje en la última inspección de mantenimiento, esto es debido a la alta carga de solidos que posee el agua el rio Paraná. Por lo que se refuerza la recomendación de limpieza del recinto de entrada de agua para mejorar la decantación de solidos del flujo de agua.
El cliente rechaza nuevamente esta recomendación ya que considera que el costo de esta recomendación es muy alto comparado con los beneficios que pudiera traerle, ya que para realizar esta limpieza debería sacar de servicio la turbina de vapor por al menos 15 días.

Existe otra opción para evitar este deterioro prematuro y es la de inyección de agua limpia en los cojinetes, esta opción también es rechazada por una cuestión de costos, ya que incluiría una modificación de los internos de las bombas y adicionar un sistema de filtrado de agua y rebombeo.

## Cambio en la filosofía de control

Como se vio en el análisis operacional de los equipos, se realiza la modificación de lógica en las válvulas de bloqueo para su cierre previo a la salida o su apertura posterior a la entrada en operaciones manuales de las bombas, estas modificaciones no aplican en respuestas automáticas del sistema por los tiempos de respuestas necesarios en las protecciones, pero según los registros

revisados, los cambios automáticos solo representan un 10% de los cambios totales realizados históricamente.

También se aprovecha para corregir los tiempos de cierre de las válvulas antirretorno de la unidad 10PAC13 regulando el sistema de retardo hidráulico, el tiempo se lleva a 20 segundos, tiempo estimado como mínimo para evitar golpes de ariete en la cañería.

# Falla en bomba 10PAC11 / Marzo 2015

## Introducción

El día 4 de marzo del 2015 se detiene de equipo 10PAC11 con 34.943 Horas de marchas por una inspección menor programada al motor, no existía información sobre problemas operativos en la bomba previa desenergizacion.

El día 22 del mismo mes al finalizar la inspección se intenta dar arranque al equipo y la acción es abortada por una alarma de sobre corriente. Se realiza una segunda prueba y vuelve a ocurrir lo mismo. Se decide controlar la aislación del bobinado del motor por los ensayos realizados previamente y los resultados son buenos. Se continúa desacoplando bomba y motor y se repite la prueba, el motor giró sin problemas. Se acopla nuevamente motor y bomba y al repetir la prueba, se observa una torsión en el acople de aproximadamente 1/8 de vuelta, al cortar la tensión el acople retoma a su posición, por lo que se asume una falla importante en la parte mecánica de la bomba y se comienza con el desarme de la unidad.

Al desarmar la bomba de encuentra el tercer eje partido en la zona del cabezal de unión con el eje inmediato superior, se observan también a simple vista fisuras en el chavetero del mismo eje.

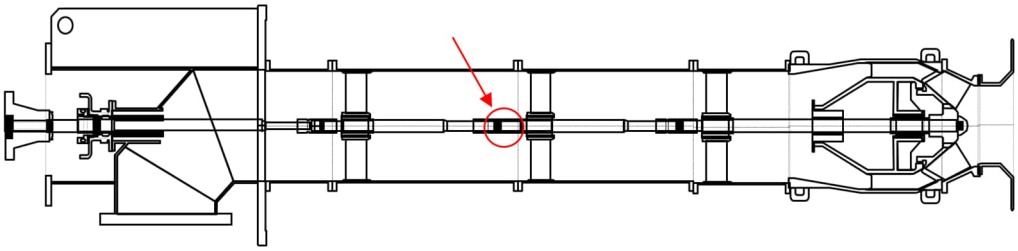


*Figura 4-1. Diagrama de ubicación de fallas*

## Inspección visual preliminar de la falla

Al desarmar la unidad se encuentra una fractura competa del tercer eje, debajo del acople de unión con el segundo, en el muñón que sirve para fijar el manguito de vinculación axial, *(Ver figura 4-2).* Al cortarse este por completo y la bomba “cayo” desde el segundo eje, pero se mantuvo vinculada mecánicamente por medio de las chavetas.

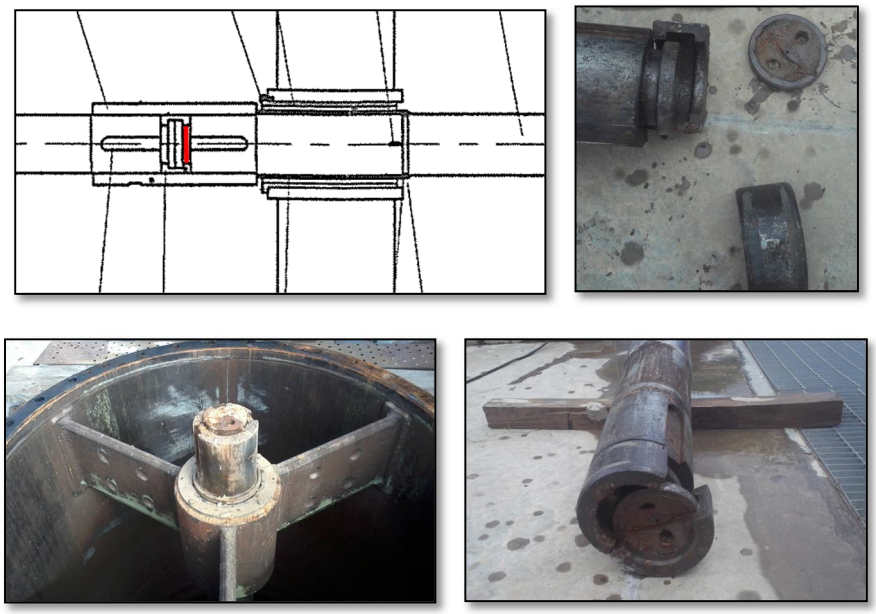


*Figura 4-2. Detalle de lo hallado durante el desarme*

Se encuentra también que desde el tramo inferior del primer eje hacia abajo todos los ejes presentaban una superficie rugosa a simple vista. Además, se observa desgaste en camisas de sacrificio de los ejes a la altura de los bujes *(Ver figura 4-3),* consistente con la alta abrasión que sufren estas bombas debido al agua con alto solidos en suspensión del rio Paraná.

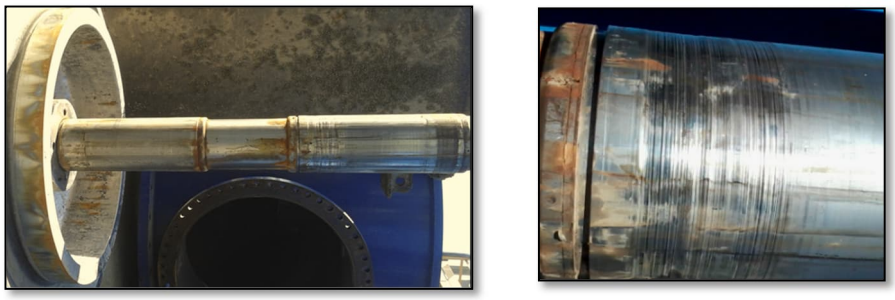


*Figura 4-3. Detalle de camisas de desgaste*

En esta ocasión se encontró mucho lodo dentro del último tramo de la bomba, impulsor, bujes inferiores y en la zona de los anillos de desgaste *(Ver figura 4-4)*.

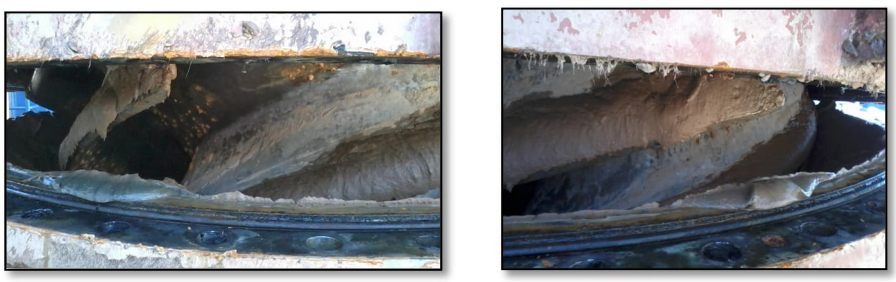


*Figura 4-4. Lodo encontrado dentro del impulsor*

Se realizan ensayos de partículas magnéticas y tintas penetrantes en los extremos de los ejes para determinar el estado de las piezas, se encuentran fisuras en el chavetero inferior del segundo eje y fisuras en la falla del tercero. *(Ver figura 4-5).* Estas son semejantes a las encontradas en fallas anteriores pero que aquí, a priori, no tendría relación con la fractura que llevo a la falla.



*Figura 4-5. Ensayos realizados sobre chaveteros de ejes N°2 Y N°3*

## Macroexamen de la falla

Del análisis visual de la falla se puede observar las muestras con una fractura por fatiga con múltiples orígenes en el radio de acuerdo generados a partir de pits de corrosión. *(Ver figura 4-6).*



*Figura 4-6. Fractura por fatiga con múltiples orígenes en el radio de acuerdo*

En el diagrama de la fractura realizado con la contraparte se observan en amarillo las marcas de propagación de fatiga (Beach Marks) y en azul las flechas que indican las marcas de inicio de fisura (Ratchet Marks) por puntos de corrosión en el radio de acuerdo. *(Ver figura 4-7).*

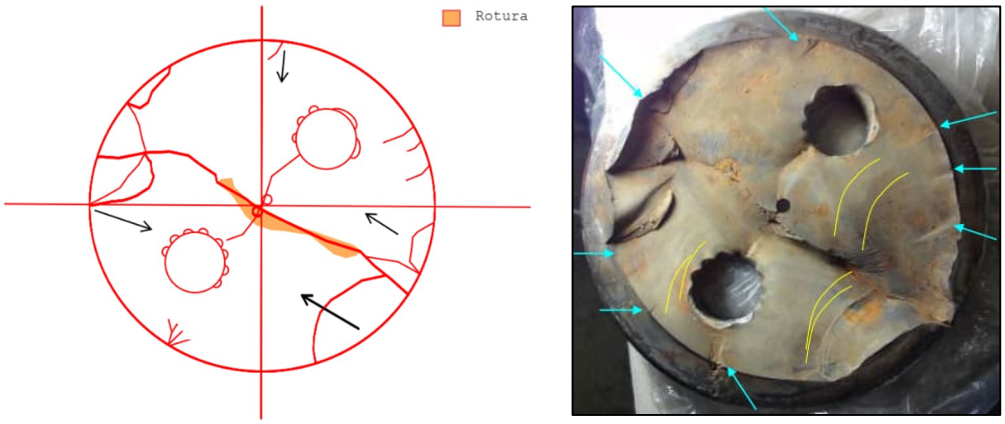



*Figura 4-7. Diagrama de la fractura*

En la figura 4-8 se puede observar como en la zona de la falla se encontró toda el área afectada por corrosión por pitting

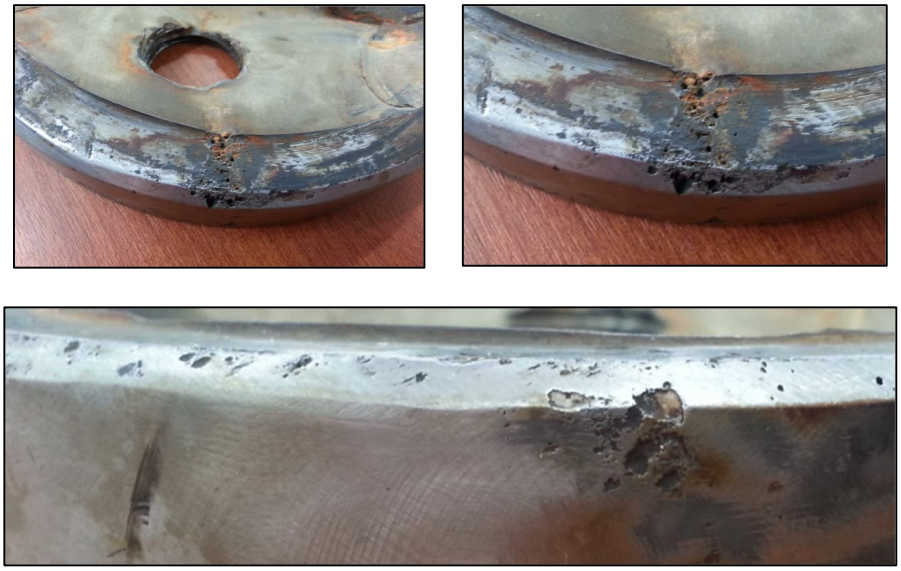


*Figura 4-8. Zonas afectadas por corrosión por picado (pitting).*

En la figura 4-9 se observa que se nuclearon fisuras de fatiga a partir de severos pits de corrosión ubicados en los radios de resalte del muñón que actuaron como concentradores de tensiones

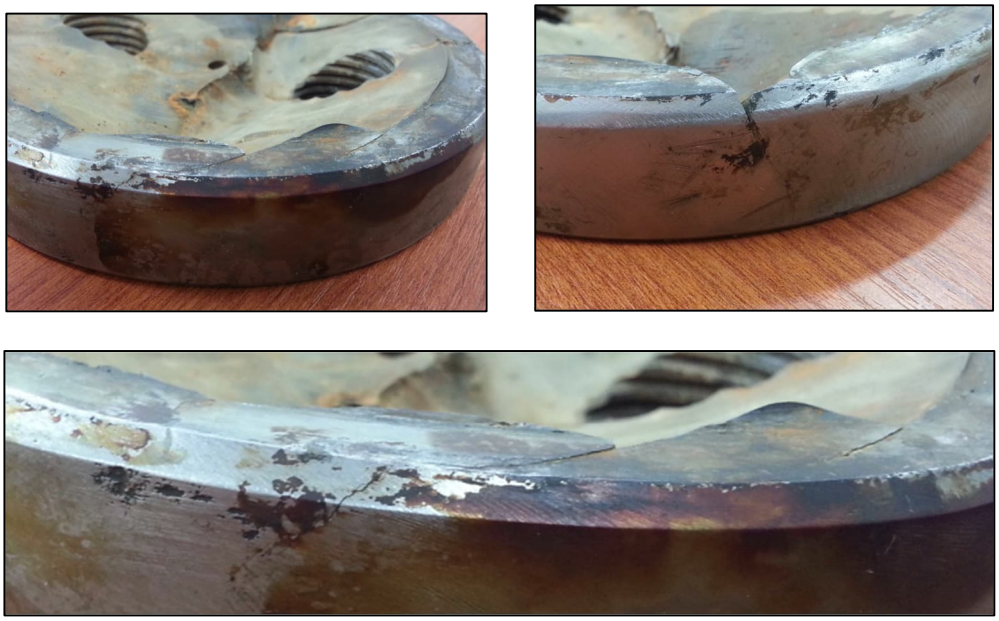


*Figura 4-9. Fisuras encontradas en la zona de la fractura*

El Pitting encontrado es un tipo de corrosión localizada que puede afectar a los ejes de acero inoxidable. Este fenómeno se produce cuando la película pasiva que protege el acero inoxidable se rompe o se daña localmente debido a una imperfección mecánica o una ruptura química en la superficie. El cloruro es el agente más común que inicia las picaduras, por lo que los medios acuosos que contienen cloruros son especialmente agresivos para los ejes de acero inoxidable. Una vez que se forma un hoyo, el entorno químico local se vuelve mucho más agresivo que el entorno general, lo que lleva a una rápida propagación de la corrosión en forma de grietas en el material. *(Ver figura 4-10).*

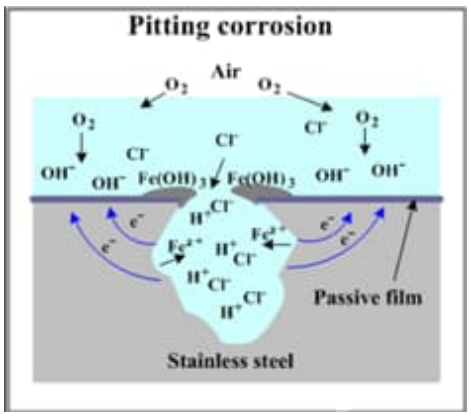



*Figura 4-10. Diagrama del mecanismo de corrosión por pitting.*

La estabilidad de la película pasiva con respecto a la resistencia al inicio de las picaduras está controlada principalmente por el cromo y el molibdeno, que son

los principales elementos de aleación que se utilizan para mejorar la resistencia a la corrosión en los aceros inoxidables. Además, otros elementos de aleación menores también pueden tener un efecto importante en la resistencia a la corrosión, como influir en la cantidad y el tipo de inclusiones en el acero que pueden actuar como sitios de picaduras.



*Figura 4-11. Eje N°2. El eje está afectado severamente por corrosión por picado.*



*Figura 4-12. Eje N°3. El eje está afectado muy severamente por corrosión por picado.*

Se puede observar que el grado de corrosión sobre los ejes va en aumento mientras vamos avanzando con el desarme, descendiendo en profundidad. En el eje N°2 ya se va encontrando un grado avanzado de corrosión. Notar los pits de corrosión en el radio de acuerdo del eje. *(Ver figura 4-11)*. El eje N°3 ya se encuentra totalmente afectado por pitting. *(Ver figura 4-12)*.

## Microexamen de la falla

La microestructura del acero del eje es de martensita revenida, producto de un tratamiento térmico de temple y revenido a 258 HB Brinell de dureza. *(Ver Figura 4-13)*. Los valores de dureza de revenido entre 285 y 351 HB Brinell (revenidos entre 370ºC-565ºC) no son recomendables para este acero pues se afecta su tenacidad al impacto y resistencia a la corrosión del componente durante el servicio. Revenidos por encima de 565ºC (con durezas por debajo de 285 HB) brindan mayor tenacidad al impacto, pero disminuyen su resistencia a la corrosión. Por otro lado, revenidos entre 300-370ºC (351HB y 370HB) brindan la mayor resistencia a la corrosión, pero a costa de una menor tenacidad al impacto del componente.




*Figura 4-13. Microestructura del acero del eje. Martensita revenida*

En la *tabla 2* se presentan las composiciones químicas de los aceros de los ejes de las bombas analizados mediante un espectrómetro de masa. Se corresponden con un acero inoxidable martensítico con 13% Cromo del tipo AISI 420, consistente con lo informado por el fabricante (S42000).

| | %C | %Si | %Mn | %P | %S | %Cr | %Ni | %Mo | %V | %Cu | %Ti |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Eje 1 | 0,32 | 0,37 | 0,50 | 0,03 | 0,016 | 13 | 0,25 | 0,06 | 0,06 | 0,06 | 0,001 |
| Eje 2 | 0,32 | 0,37 | 0,48 | 0,031 | 0,015 | 13,2 | 0,23 | 0,05 | 0,06 | 0,05 | 0,002 |
| Eje 3 | 0,31 | 0,37 | 0,50 | 0,03 | 0,023 | 13,5 | 0,24 | 0,06 | 0,07 | 0,05 | 0,002 |

% P/P (Espectrómetro marca Oxford Instruments, 2013– Germany)

*Tabla 2. Resultados del análisis de material de los ejes*

Los ejes 1, 2 y 3 obtuvieron valores de dureza Brinell de 258 / 248 / 256 HB respectivamente, que son normales y se corresponde con el acero inoxidable martensítico 420 en el estado de temple y revenido.

Para determinar las causas de la corrosión encontrada se realizó una espectrometría de masa a los residuos encontrados en los puntos de corrosión, la figura 4-14 muestran los resultados de los análisis realizados sobre la falla del eje N°3, donde se detectan aniones de cloruros y entre otras cosas, sulfatos y fosfatos (asociados seguramente a sales).

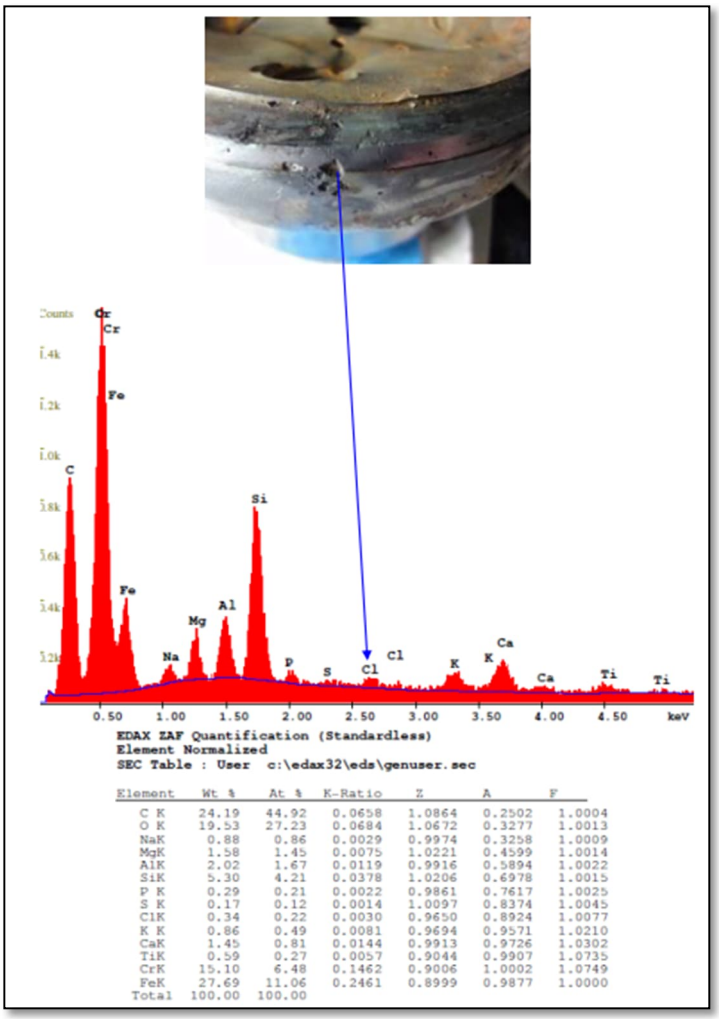



*Figura 4-14. Análisis por SEM-EDS de los productos de corrosión en el eje 3 Extremo de la falla*

En el eje N°2, del extremo inferior cercana a la falla, se repite la microestructura del material encontrando martensita revenida. *(Ver Figura 4-15).* Los resultados de la espectrometría de masa muestran los mismos tipos de elementos presentes en los puntos de corrosión. *(Ver Figura 4-16).*

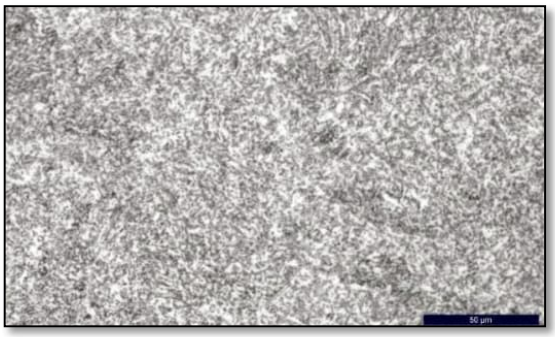
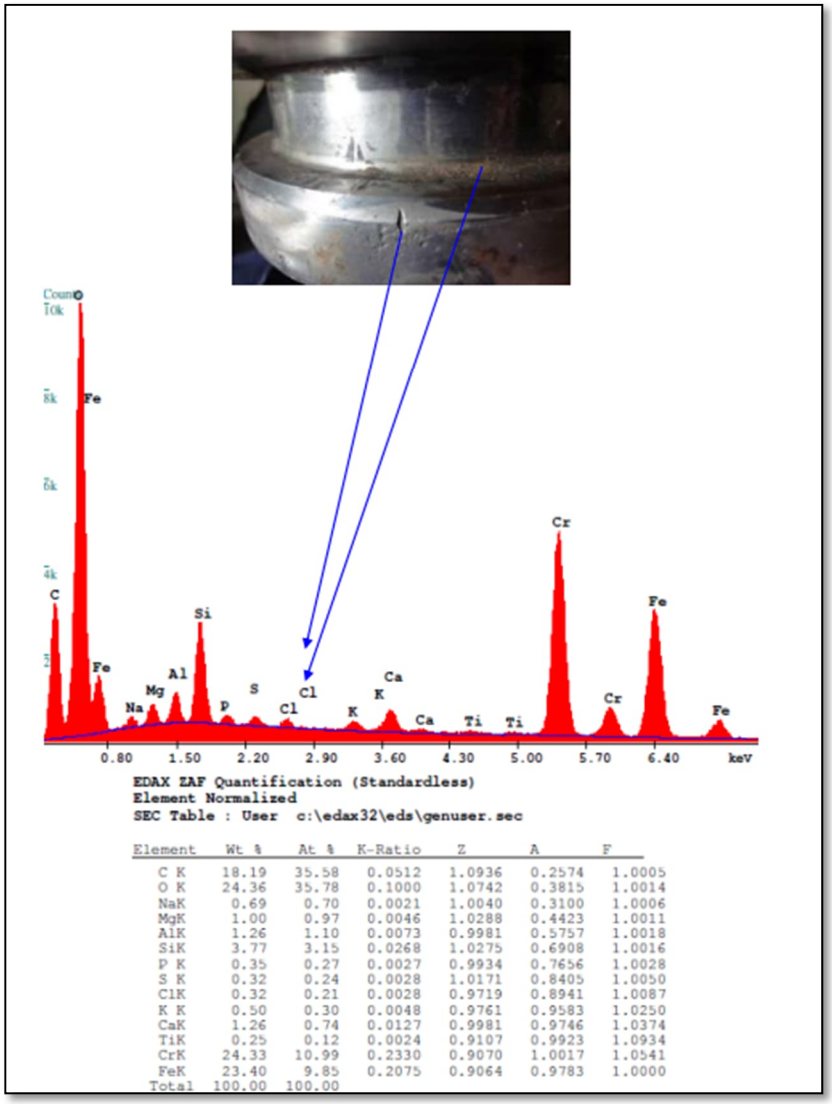


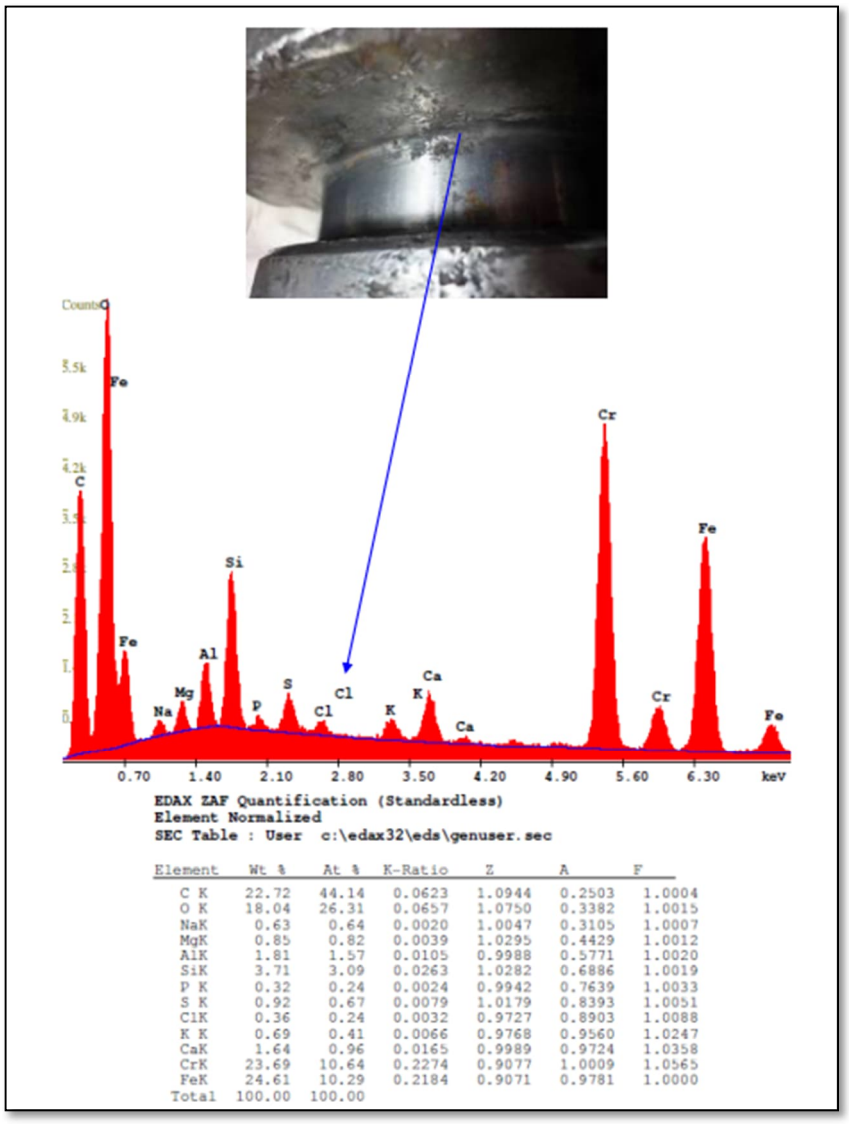
*Figura 4-15. Microestructura de martensita revenida encontrada en el eje 2*




| Element | Wt % | At % | K-Ratio | Z | A | F |
|---|---|---|---|---|---|---|
| C K | 18.19 | 35.58 | 0.0512 | 1.0936 | 0.2574 | 1.0005 |
| O K | 24.36 | 35.78 | 0.1000 | 1.0742 | 0.3815 | 1.0014 |
| NaK | 0.69 | 0.70 | 0.0021 | 1.0040 | 0.3100 | 1.0006 |
| MgK | 1.00 | 0.97 | 0.0046 | 1.0288 | 0.4423 | 1.0011 |
| AlK | 1.26 | 1.10 | 0.0073 | 0.9981 | 0.5757 | 1.0018 |
| SiK | 3.77 | 3.15 | 0.0268 | 1.0275 | 0.6908 | 1.0016 |
| P K | 0.35 | 0.27 | 0.0027 | 0.9934 | 0.7656 | 1.0028 |
| S K | 0.32 | 0.24 | 0.0028 | 1.0171 | 0.8405 | 1.0050 |
| ClK | 0.32 | 0.21 | 0.0028 | 0.9719 | 0.8941 | 1.0087 |
| K K | 0.50 | 0.30 | 0.0048 | 0.9761 | 0.9583 | 1.0250 |
| CaK | 1.26 | 0.74 | 0.0127 | 0.9981 | 0.9746 | 1.0374 |
| TiK | 0.25 | 0.12 | 0.0024 | 0.9107 | 0.9923 | 1.0934 |
| CrK | 24.33 | 10.99 | 0.2330 | 0.9070 | 1.0017 | 1.0541 |
| FeK | 23.40 | 9.85 | 0.2075 | 0.9064 | 0.9783 | 1.0000 |
| Total | 100.00 | 100.00 | | | | |

*Figura 4-16. Análisis por SEM-EDS de los productos de corrosión en el eje 2*

Se realizan también los análisis sobre el extremo inferior del eje N°3 mostrando los mismos resultados. *(Ver Figura 4-17).*




| Element | Wt % | At % | K-Ratio | Z | A | F |
|---|---|---|---|---|---|---|
| C K | 22.72 | 44.14 | 0.0623 | 1.0944 | 0.2503 | 1.0004 |
| O K | 18.04 | 26.31 | 0.0657 | 1.0750 | 0.3382 | 1.0015 |
| NaK | 0.63 | 0.64 | 0.0020 | 1.0047 | 0.3105 | 1.0007 |
| MgK | 0.85 | 0.82 | 0.0039 | 1.0295 | 0.4429 | 1.0012 |
| AlK | 1.81 | 1.57 | 0.0105 | 0.9988 | 0.5771 | 1.0020 |
| SiK | 3.71 | 3.09 | 0.0263 | 1.0282 | 0.6886 | 1.0019 |
| P K | 0.32 | 0.24 | 0.0024 | 0.9942 | 0.7639 | 1.0033 |
| S K | 0.92 | 0.67 | 0.0079 | 1.0179 | 0.8393 | 1.0051 |
| ClK | 0.36 | 0.24 | 0.0032 | 0.9727 | 0.8903 | 1.0088 |
| K K | 0.69 | 0.41 | 0.0066 | 0.9768 | 0.9560 | 1.0247 |
| CaK | 1.64 | 0.96 | 0.0165 | 0.9989 | 0.9724 | 1.0358 |
| CrK | 23.69 | 10.64 | 0.2274 | 0.9077 | 1.0009 | 1.0565 |
| FeK | 24.61 | 10.29 | 0.2184 | 0.9071 | 0.9781 | 1.0000 |
| Total | 100.00 | 100.00 | | | | |

*Figura 4-17. Análisis por SEM-EDS de los productos de corrosión en el eje N°3. Extremo inferior*

## Análisis de operación y tendencias

Se revisaron los datos históricos de la operación de los últimos años mirando las tendencias de las variables medidas como ser: corriente del motor, vibración y temperatura de motor y bomba, presión de descarga y nivel de agua en la toma, y no se encontraron situaciones fuera de lo normal.

Se realizo una prueba de detención de las bombas para controlar los equipos y se relevó que la válvula antirretorno a la salida de la bomba 10PAC11 tardo 20 segundos en cerrar completamente, la correspondiente a la 10PAC13 tardo 30

segundos y la de la unidad 10PAC12 tardo 25 segundos. Tiempos, en el caso de las unidades 10PAC12/13, mayores a los seteados en 20 segundos luego del análisis por golpe de ariete. Por lo que se controla el sistema de amortiguación de las válvulas antirretorno, realizándole un cambio de aceite, control de cierres y se implementa un control anual de los tiempos de cierre programado.

Dada la cantidad de barros encontrado en la voluta y para determinar la razón de la gran corrosión en los ejes sumergidos, se solicita a TSM que aísle el pit completo y lo vacíe para realizar una inspección interna. Gracias a esta se encontró gran cantidad de barros depositados dentro, en la zona con mayor deposición de barros había 2 metros de altura. *(Ver Figura 4-18).*



*Figura 4-18. Barros encontrados en la toma de agua*

Además, dentro del pit también se hayo una de las probables razones de la corrosión generalizada en los ejes de la bomba 10PC11, esta se encontraba en el sistema de inyección de agua clorada.

El sistema de agua clorada añade cloro en forma controlada como biosida para el sistema de agua de entrada y eliminar problemas con el desarrollo del mejillón cebra, espécimen que de no eliminarlo puede desarrollar colonias dentro del condensador de la turbina de vapor aumentando el diferencial de presión y disminuyendo el intercambio térmico, entre otros problemas que pudiera traer.

Lo que se encontró dentro del pit fue la cañería de inyección de agua clorada estaba tapada en barros, esta inyecta desde el fondo y todas las salidas de las cañerías estaban bloqueadas. *(Ver Figura 4-19)*. Se encontró además un caño

del sistema partido, esta rotura estaba a una altura mayor a los depósitos y por este punto era donde ingresaba toda la inyección de agua clorada al recinto, concentrando la dosificación de cloro en un solo punto, este caño se encontraba delante de la bomba 10PAC11.

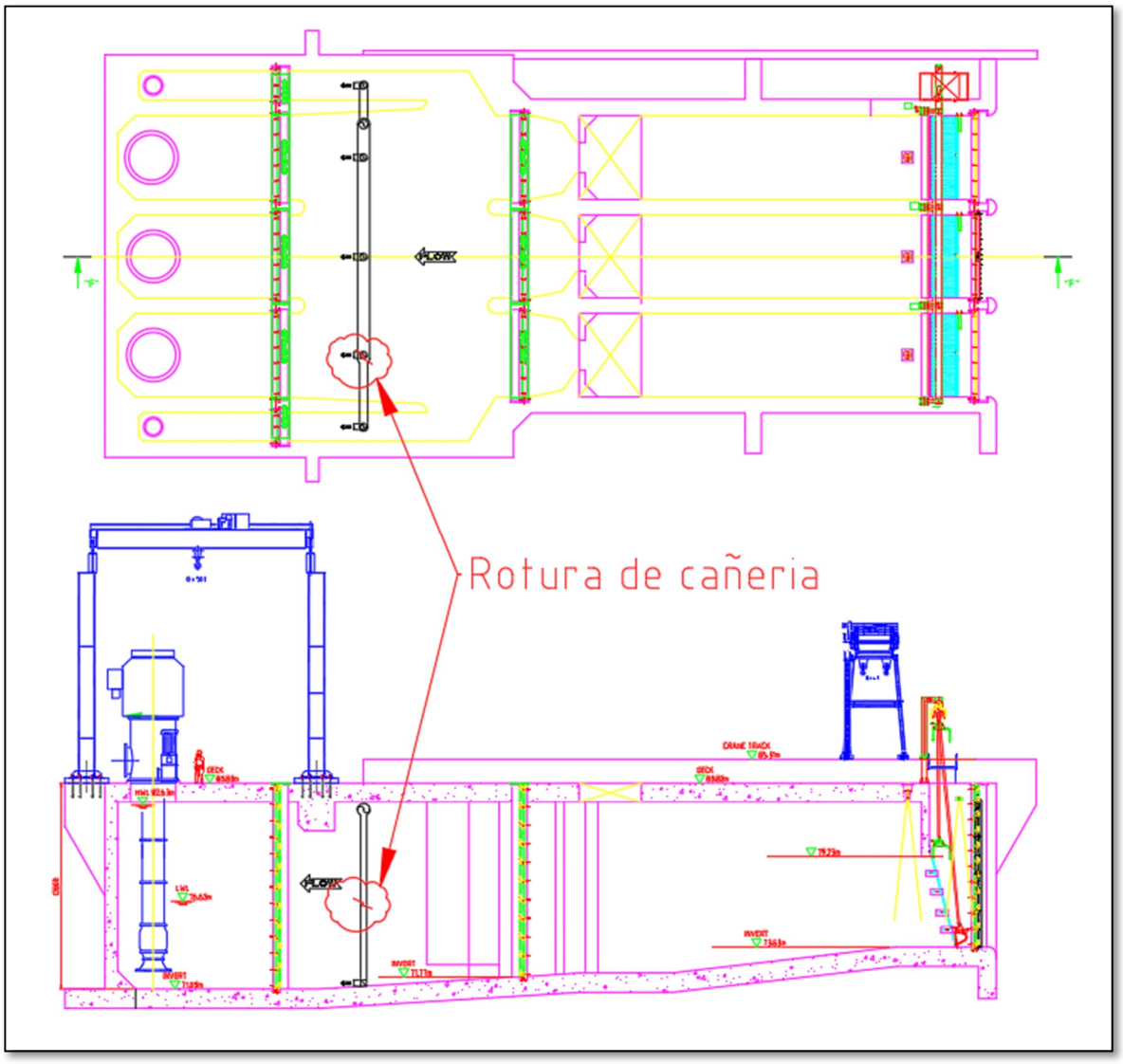



*Figura 4-19. Sistema de inyección de agua clorada*

El segundo hallazgo con respecto a la sobredosificación de cloro en la bomba 10PAC11 se hayo en los registros de operación de la planta de cloro, esta debería haber estado programada para inyectar de manera automática durante 15 min cada 7 horas al sistema de toma agua, lo que se encontró fue que el sistema estaba trabajando erráticamente y no trabaja de forma periódica ni con

la frecuencia establecida, durante el último año el sistema había dosificado una vez y media lo establecido.

## Inspección de los soportes

Se realiza una inspección visual y NDE de partículas magnetizables en los cojinetes intermedios de la bomba y no se encuentran indicaciones, la modificación del refuerzo instalado en el 2010 se encontraba en excelentes condiciones.



*Figura 4-20. Cojinetes intermedios*

# Conclusiones

Luego de analizar la información recopilada de la falla y las condiciones encontradas en la toma de agua, se deduce que los problemas hallados en el sistema de inyección de agua clorada junto con la gran deposición de barros dentro del pit, conllevaron a un aumento de la concentración de cloro en la zona de la bomba 10PAC11, este aumento de cloruros en el medio atacó al material AISI 420 de los ejes generando corrosión por picado en los mismos. La corrosión en zonas específicas de la geometría del eje actuó como concentradores de tensiones, sobre todo en radios de acuerdo de los ejes y de los chaveteros, que favoreció la generación de fisuras que crecieron y se desarrollaron mediante el mecanismo de fatiga terminando con la fractura del eje.

Para evitar este tipo de problemas a futuro se puede trabajar sobre varios puntos, reducir las probabilidades de un aumento extraordinario de cloruro en el medio de trabajo mediante la revisión del sistema y su operación, optimización del diseño y la geometría del eje trabajando en la reducción de la concentración de tensiones en los puntos críticos, como los radios de las muescas y los chaveteros, así como la minimización de las discontinuidades superficiales. Con respecto a la resistencia a la fatiga se podría cambiar el material de los ejes, ya que en general en los aceros inoxidables austeníticos este valor es relativamente bajo en comparación con los aceros inoxidables martensíticos, por lo que se puede considerar utilizar este último material para aplicaciones de alta carga y mayor resistencia a la fatiga, y debemos tener en cuenta además la corrosión encontrada en los ejes debido a los cloruros, además de corregir los problemas de inyección, podemos utilizar un material con mayor resistencia a este producto.

# Propuestas de mejora

## Cambio de geometría de los ejes

Ya con la tercera falla debida a fisuras en la zona de los chaveteros TSM toma en consideración la recomendación de cambio de geometría en los ejes, ya que en esta ocasión los ejes que fallaron fueron montados luego del cambio de lógica y el agregado de las válvulas de seguridad.

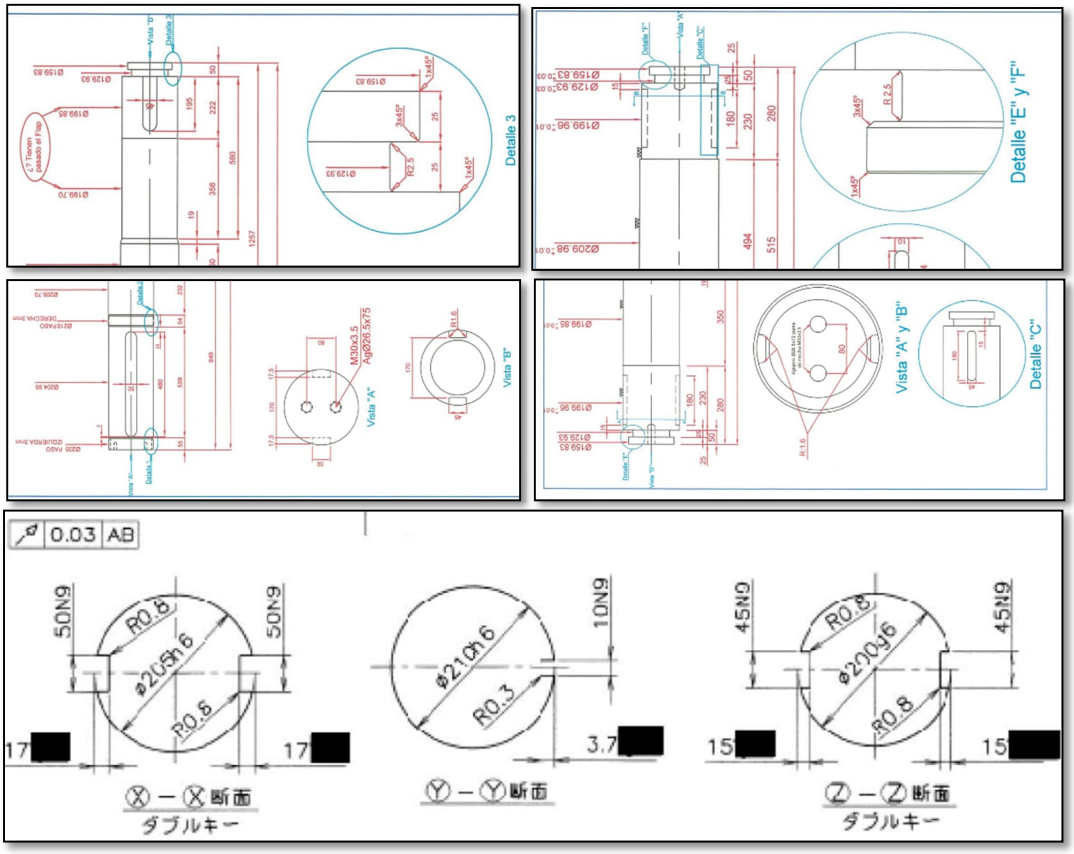



*Figura 4-21. Arriba planos modificados de los ejes, debajo planos originales*

Se actualiza la oferta enviada años atrás y se fabrican 3 nuevos sets de ejes modificados, pero dada la disponibilidad de la planta solo se montan en la 10PAC11 dejando los restantes como repuestos o para programar en la próxima inspección de planta mayor.

## Mejora de la resistencia a la fatiga y a la corrosión del material

Con respecto a los problemas de corrosión por cloruros encontrados en los ejes de la bomba y dado que se van a fabricar un nuevo set de ejes, se analiza la

posibilidad de realizar un cambio de material con el fin de mejorar la resistencia a la corrosión y la resistencia a la fatiga.

El tipo de acero original de estos ejes no es adecuado para su uso en medios acuosos que contengan cloruros, ya que el acero inoxidable martensítico AISI 420 presenta un alto riesgo de corrosión bajo tensiones y generación de fisuras por esta causa, se recomienda para mejorar dicha resistencia que los aceros inoxidables contengan molibdeno en una cantidad mayor al 2%. Una alternativa recomendable es el acero inoxidable dúplex del tipo AISI 329, que presenta una buena combinación de propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión por picaduras producidas por cloruros. Los aceros inoxidables dúplex se caracterizan por ser una mezcla equilibrada de ferrita y austenita a temperatura ambiente, lo que le confiere una excelente resistencia a la corrosión.

Los grados dúplex, al ser una combinación de aceros inoxidables ferríticos y austeníticos, tienen la ventaja de combinar las favorables propiedades mecánicas de los aceros inoxidables austeníticos con la alta resistencia a la corrosión de los aceros inoxidables ferríticos, gracias a su alto contenido de cromo y molibdeno. Los grados dúplex de primera generación, como el AISI 329, logran este equilibrio de fase principalmente mediante la adición de níquel. Los grados dúplex más recientes presentan una combinación de alta resistencia, buena tenacidad, alta resistencia a la corrosión, buena resistencia al cloruro y buena economía de producción en las formas de productos más pesados.

En términos de resistencia mecánica, el AISI 420 tiene una resistencia a la tracción más alta que el AISI 329 debido a su estructura martensítica. Sin embargo, el AISI 329 tiene una resistencia a la fatiga significativamente mejor que el AISI 420 debido a su estructura dúplex, que le permite resistir mejor los ciclos repetitivos de carga. La tracción está influenciada por la estructura cristalina del material y su capacidad para soportar cargas de tensión, mientras que la resistencia a la fatiga está influenciada por la capacidad del material para resistir la propagación de grietas causadas por cargas cíclicas repetidas.

Otra diferencia metalúrgica entre el AISI 420 y el AISI 329 es que el dúplex tiene una microestructura más compleja que el martensítico, lo que le proporciona una mayor resistencia a la deformación plástica y una mayor tenacidad a baja

temperatura. La presencia de austenita en la microestructura del AISI 329 también mejora su capacidad para absorber la energía de impacto y su resistencia a la fractura.

Por otro lado, el acero inoxidable dúplex AISI 329 tiene una microestructura bifásica compuesta de ferrita y austenita en proporciones aproximadamente iguales. Contiene 24% de cromo, 4% de níquel y 3.5% de molibdeno, que le confieren una excelente resistencia a la corrosión por picadura y fisuración por esfuerzo corrosivo. Comparando el índice de resistencia al picado (PRE)[5] de ambos materiales, parámetro que se utiliza para estimar la resistencia esperada a la corrosión localizada de cloruros, que para los aceros inoxidables (Martensíticos) se calcula según ecuación (4.1),

PRE = %peso Cr + 3,3 (% peso Mo) +30 (%peso N) (4.1)

PRE = 14 + 3.3 x 0 + 30 x 0 = 14 (4.2)

y para los aceros de calidad Duplex (Austeníticos), según ecuación (4.2),

PRE= %peso Cr + 3,3 (% peso Mo) +16 (%peso N). (4.2)

PRE= 24 + 3,3 x 3,5 + 16 x 0 = 35.5 (4.2)

Por lo que se confirma una mejora notable en la resistencia al picado del AISI329 con respecto al AISI420.

Por lo comentado en este punto se recomienda realizar la fabricación de los nuevos sets de ejes de AISI 329, punto que es aceptado por TSM.



[5] High-Performance Stainless Steels – Pag 673 - Corrosion: Fundamentals, Testing, and Protection – ASM Handbook - Volumen 13A

*Figura 4-22. Ejes nuevos de fabricación local*

## Corrección en la inyección de agua clorada

Para la corrección de la frecuencia de inyección de agua clorada al pit se revisa el programa del PLC de control de la planta de cloro y se encuentras diferencias de parámetros con el programa original, se corrigen y se agregan alarmas por sobre inyección para seguimiento.

Por el problema en la inyección del mismo sistema debido a los barros, lo que se sugiere a TSM es realizar una modificación de las tuberías dentro de la toma de agua para que la inyección la realice 1 metro por debajo del pelo de agua. Y no desde el fondo, esto evitara TSM accede a dicha modificación y se cortan las cañerías. *(Ver Figura 4-23)*.

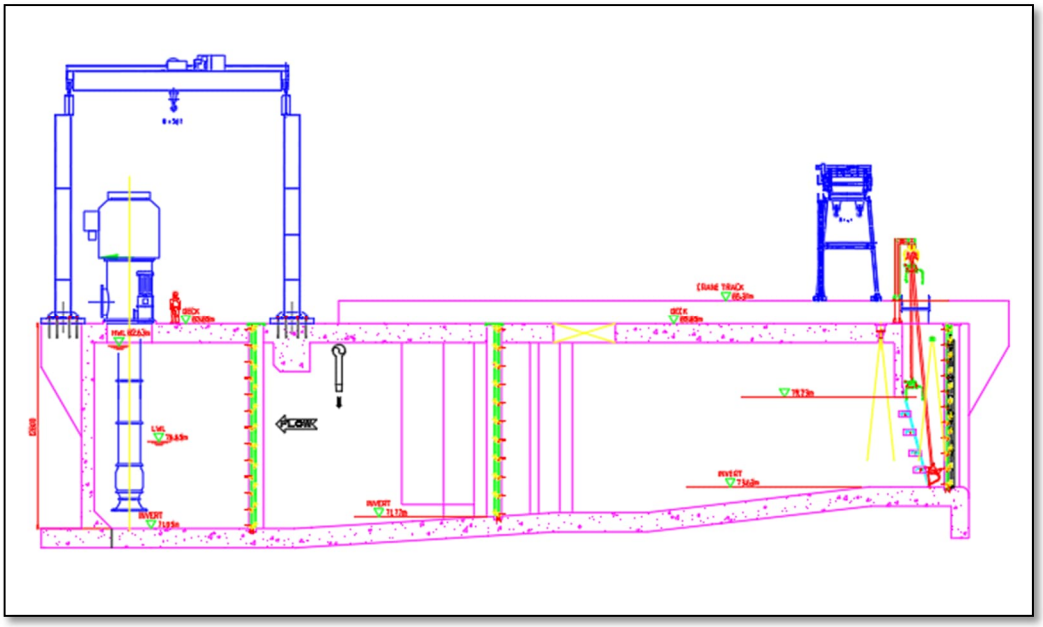


*Figura 4-23. Modificación de sistema de inyección de agua clorada*

# Mantenimientos preventivos posteriores

## Inspección programada de planta 2017

En marzo del 2017 dentro del marco de la inspección de 75.000 horas de las turbinas de gas, se realiza una inspección preventiva mayor en las tres unidades y se aprovecha la oportunidad para programar la finalización de las mejoras pendientes desde el 2015. Esto implica el cambio de los ejes en las unidades 10PAC12 y 10PAC13 por el nuevo diseño.

Las unidades al momento de la inspección contaban con: 48.009 hs la unidad 10PAC11, 36.038hs la unidad 10PAC12 y 42.061 hs la unidad 10PAC13. En promedio cada bomba estuvo operando en forma continua 13.360 hs desde la última su inspección de partes internas.

Dentro de la inspección preventiva se realiza un desarme e inspección completa de todas las partes internas de las tres unidades con particular foco en los problemas pasados, y cambio de las partes de desgaste.

- Cojinetes, Se realiza una inspección visual y ensayos no destructivos por partículas magnéticas en los soportes de los cojinetes, no se encuentran indicaciones.

- Bujes y camisas de desgaste, Como es usual se encuentra un gran desgaste en estas piezas, se realiza el cambio por nuevos en todas las unidades.

- Ejes, Se realiza ensayos no destructivos de partículas magnéticas en los extremos de ejes en búsqueda de fisuras en chaveteros, no se encuentra indicaciones en los ejes nuevos de la unidad 10PAC11, pero sí fisuras insipientes en los ejes viejos de las 10PAC12 y 10PAC13. Se controla el run-out de los ejes de bomba 10PAC11.

Las tres unidades quedan en marcha con todas las mejoras implementadas, como recomendación a futuro se vuelve a sugerir a TSM una limpieza de la toma de agua en forma regular para mantener los niveles de lodos depositado bajo ayudar a reducir la cantidad de solidos en suspensión que afecta a las partes de

desgaste de la bomba, en esta ocasión no se pudo hacer una inspección del recinto de toma de agua por decisión de TSM, aun ante la recomendación realizada de aprovechar la ocasión para medir la velocidad de deposición de barros tomando como inicio la última limpieza en abril 2015.

## Inspección programada de planta 2019

En agosto del año 2019 se realiza la inspección mayor de las turbinas correspondiente con las 100.000 horas operativas en la que se programa el mantenimiento preventivo de las unidades 10PAC, las mismas llegan con 61.597 hs la unidad 10PAC11, 45.448 hs la unidad 10PAC12 y 54.080 hs la unidad 10PAC13. En promedio cada bomba estuvo operando en forma continua 11.672 hs desde su última inspección de partes internas en el 2017.

Se realiza inspección visual y NDE de partículas magnéticas a los nervios de los cojinetes y los extremos de todos los ejes sin encontrar indicación alguna. Tampoco se encuentran signos de corrosión en los ejes ni accesorios.
Como es costumbre los bujes de goma y las camisas de acero de la zona de desgaste se encontraron con un deterioro excesivo, esta vez mayor que inspecciones pasadas aun para las horas de operación que tuvieron.
Las tres unidades quedan en operación en excelente estado mecánico.

## Inspección programada de planta 2022

En julio del año 2022 se realiza la inspección mayor de las turbinas correspondiente con las 125.000 horas operativas, esta es la última inspección realizada a estos equipos que llegaron con 83.203 hs la unidad 10PAC11, 57.703 hs la unidad 10PAC12 y 71.039 hs la unidad 10PAC13. En promedio cada bomba estuvo operando en forma continua 16.940 hs, este último periodo de tiempo entre inspecciones fue el más corto en días calendario, pero el que más horas operativas sumaron, en especial la unidad 10PAC11 con 21.606 hs, esto se dio porque la disponibilidad de las unidades fue mucho mayor que la que tuvieron en periodos anteriores.

Se repitieron las inspecciones visuales y ensayos no destructivos habituales y mantenimientos sugeridos por el fabricante sin encontrar indicaciones durante toda la inspección.

El desgaste de los cojinetes y camisas fue mucho mayor en esta ocasión, esto era de esperarse ya que desde hacía meses se había identificado un aumento en la turbiedad del agua de rio generado por la bajante extraordinaria que estaba sufriendo el Paraná. Las partes de desgaste en esta ocasión llegaron casi al límite recomendado.

Durante esta inspección TSM nuevamente no realizo una inspección de la toma de agua, si bien se le recomendó, pero al ver el estado de los cojinetes de desgaste tomo en cuenta la sugerencia y programara una limpieza del pit de las bombas para la próxima ocasión.

# Conclusiones generales

Luego del análisis cronológico de las reparaciones de estas bombas y considerando que en los últimos años ya se han realizado tres mantenimientos preventivos completos en cada equipo sin encontrar indicios de fallas, podemos confirmar que las mejoras implementadas en años anteriores, como la modificaciones en el diseño de los internos de la bomba, las mejoras en el sistema de agua cruda y las modificaciones al plan de mantenimiento, han sido efectivas para erradicar los problemas de fisuración de los ejes de la toma de agua de la central.

Según hemos visto los problemas principales identificados en estos equipos se podrían agrupar en, problemas propios del diseño del equipo, problemas en la ingeniería del sistema de agua cruda y problemas por la calidad del agua de rio.

Dentro de los problemas de diseño del fabricante, el aspecto principal que contribuyó a la falla fue una geometría inadecuada de los chaveteros y los radios de encuentro en general de los ejes. Estos elementos no cumplían con las normas aceptadas de diseño, por lo que su modificación resultó crucial para solucionar las fallas. En cuanto al material original del eje, si bien su calidad no fue la razón principal de las fallas, se puede afirmar que su modificación aumentó significativamente la confiabilidad de los equipos al mejorar la resistencia a la fatiga y a la corrosión en esta zona crítica del equipo.

Otro punto central que contribuyó a la rotura de las bombas fue la ingeniería del sistema de agua cruda. La falta de previsión en la instalación de válvulas antirretorno, la consideración de los tiempos de cierre de las válvulas mariposa y la configuración de las curvas de arranque de las bombas son aspectos que la empresa encargada del diseño y montaje de los equipos debería haber estudiado y supervisado de manera integral. Estos factores fueron determinantes en la generación y desarrollo de las fallas, ya que sometieron desde el comienzo a una carga mecánica excesiva a los equipos, revelando con el tiempo problemas inherentes al diseño de las bombas.

Un punto importante para resaltar como mejora a la confiabilidad operativa de las unidades fue la implementación de un sistema de monitoreo y protección

integral para estas bombas. Dado los costos de mano de obra y materiales ante cada reparación y la criticidad de estos equipos para el funcionamiento de la central, la detección temprana de fallas podría permitir realizar reparaciones de menor alcance de forma programada y evitar interrupciones costosas en la operatividad de la termoeléctrica.

Finalmente debemos hacer mención sobre la concentración de solidos en el agua de rio que, si bien no tuvo influencia directa en los problemas de rotura analizados en el presente informe, si fue significativo con relación al desgaste de los bujes y camisas encontrado a lo largo de los mantenimientos realizados y en la gran acumulación de lodos en el recinto de toma de agua. Cabe destacar que la turbidez del agua de rio no se tuvo en cuenta durante la etapa de selección de las bombas, y esta genero un desgaste excesivo en condiciones normales de operación, situación que se agravo durante los últimos años debido a la bajante histórica de nivel de agua en el rio Paraná, en futuras consideraciones deberíamos analizar las opciones de migrar a un sistema de lubricación por inyección de agua limpia en bujes o cambios en los materiales para mitigar los efectos del desgaste o frecuencia de mantenimientos preventivos para aumentar su control.

En resumen, este estudio pone de relieve la relevancia de adoptar un enfoque de mantenimiento proactivo que fomente la mejora continua a través del análisis exhaustivo de las fallas y un seguimiento continuo de las mejoras. Además, se subraya la importancia de implementar medidas de protección y realizar un monitoreo predictivo con el objetivo de asegurar la confiabilidad y operatividad de los sistemas mecánicos. Mediante la implementación de estas acciones, se busca mantener un rendimiento óptimo de las bombas y prevenir interrupciones costosas en el funcionamiento de la central termoeléctrica.

# Bibliografía


- Mechanical Metallurgy por G. Dieter - McGraw Hill, New York, 1988.
- Mechanical Behavior of Materials por W. F. Hosford - Cambridge University Press, New York, 2010.
- Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials por R. W. Hertzberg - John Wiley & Sons, New York, 1996.
- "The Deformation and Ageing of Mild Steel: III Discussion of Results" por E. O. Hall - Proc. Phys. Soc. London, Sect. B 64, 1948.
- "A Rational Analytic Theory of Fatigue" por P. C. Paris, M. P. Gomez, y W. E. Anderson - The Trend in Engineering, 13(8), 1961.
- ASM Metals Handbook, Volume 09 - Metallography and Microstructures - ASM International, Materials Park, Ohio, 2004.
- ASM Metals Handbook, Volume 11 - Failure Analysis and Prevention - ASM International, Materials Park, Ohio, 2002.
- ASM Metals Handbook, Volume 12 - Fractography - ASM International, Materials Park, Ohio, 1987.
- ASM Metals Handbook, Volume 13A - Corrosion: Fundamentals, Testing, and Protection - ASM International, Materials Park, Ohio, 2003.
- ASM Metals Handbook, Volume 13B - Corrosion of Ferrous Metals - ASM International, Materials Park, Ohio, 2005.
- ASM Metals Handbook, Volume 19 - Fatigue and Fracture - ASM International, Materials Park, Ohio, 1996.
- Centrifugal pumps - 3nd Edition – Johan F. Gulich, Villeneuve, Switzerland, 2014 – Chapter 11 & 12
- Pump Handbook – 4$^{th}$ Ed. – Igor J. Karassik, 2008 – Chapter 11
- Complete Characteristics of Centrifugal Pump and their use in the prediction of transient behavior – By R.T. Knapp, Pasadena, California, 1937.

# Anexos

## Anexo A: Datos operativos de las bombas

Marca: Torishima Pump MFG. Co, LTD

Modelo: SPV1650

Tipo: centrifuga vertical de impulsor abierto

Caudal 28.206 M3/h

Altura 48.6 M

Velocidad 370 $min^{-1}$

NPSHreq 8 m

NPSHdis 12 metros

Largo 11850 mm

Peso 45000 Kg

Motor: Hyundai

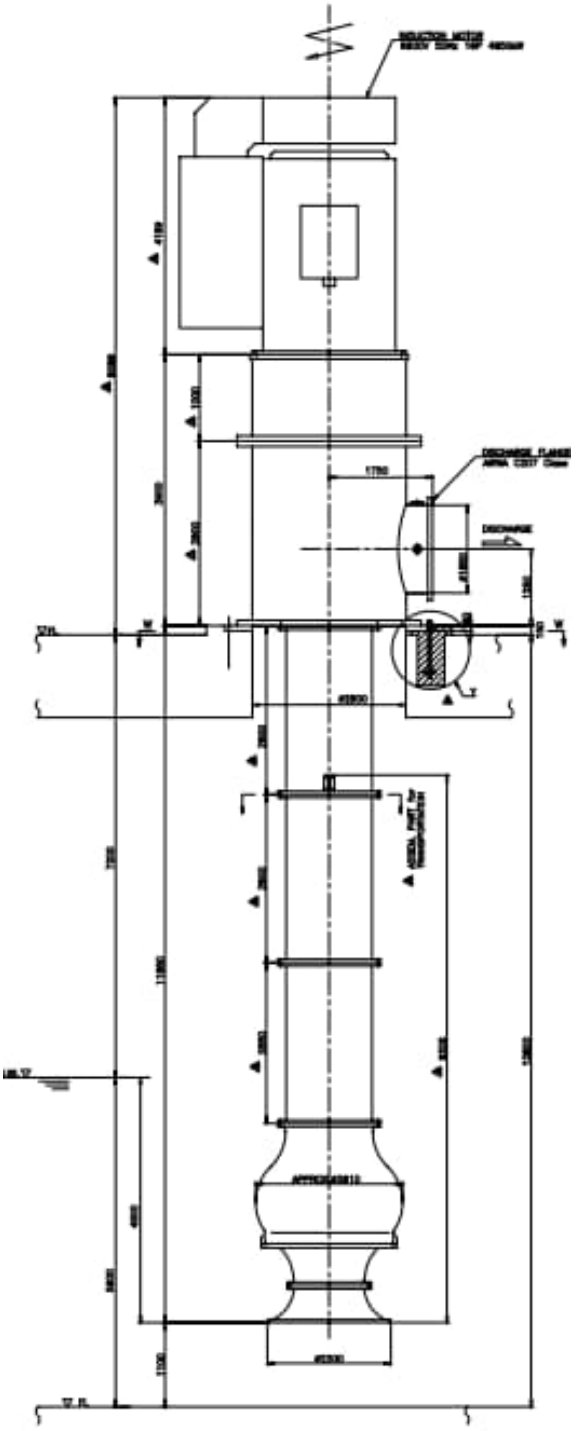
Modelo: HRQ3 1127-7

Potencia motora 4.850 KW

Tensión 6600 V

Peso 41500 Kg

Acople rígido



# Anexo B: Diagrama P&ID del sistema de agua cruda

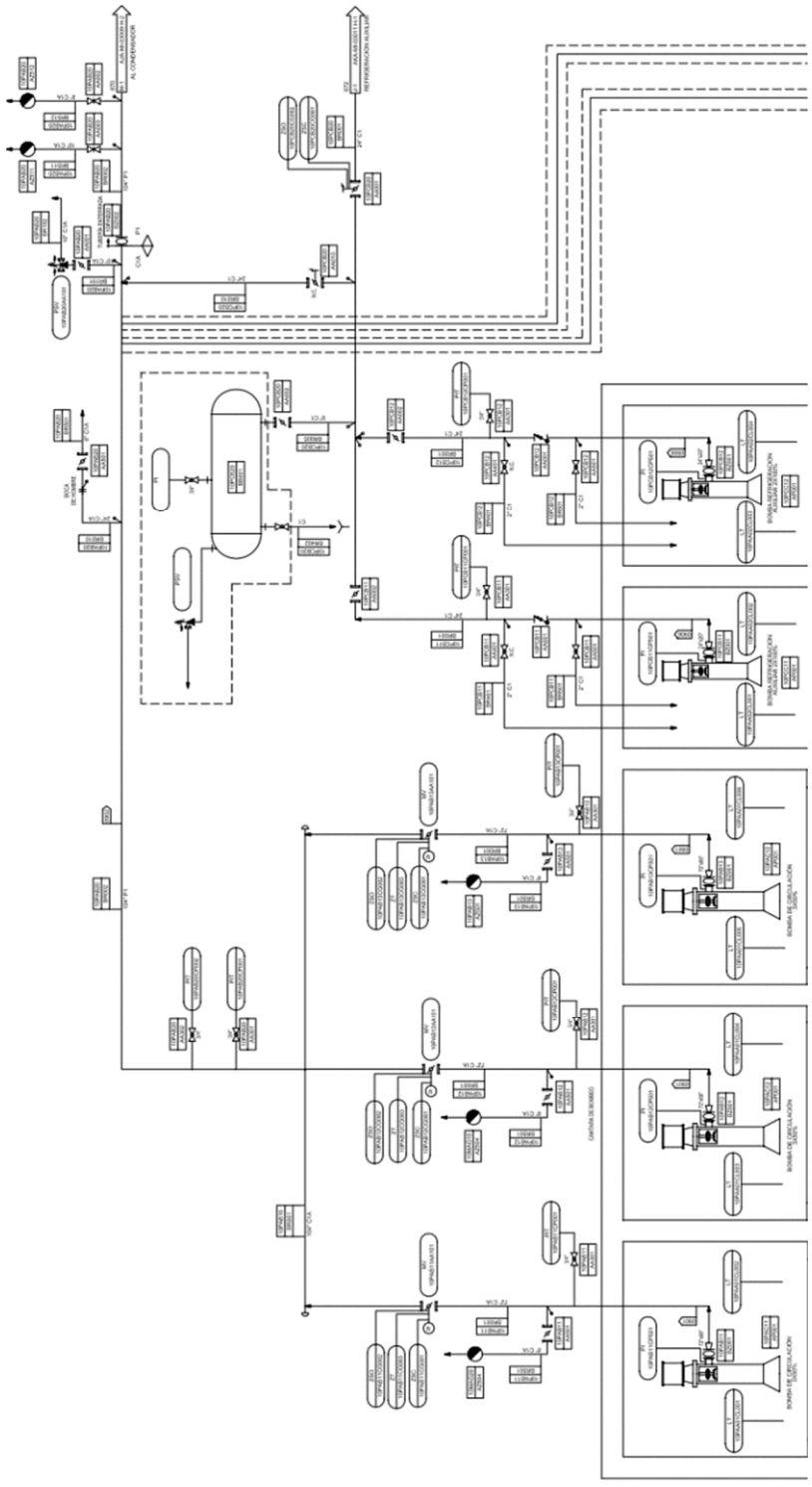
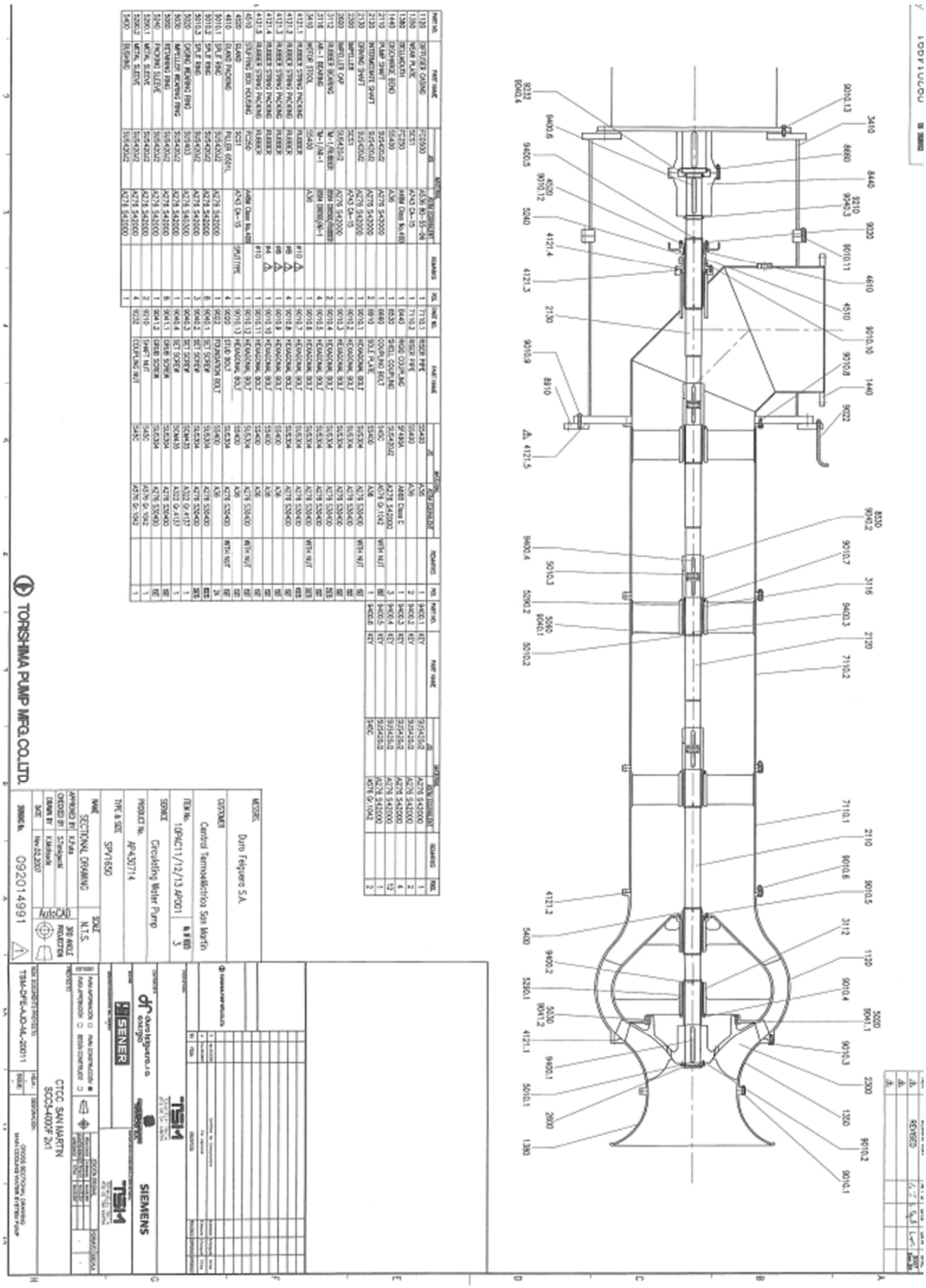


*Diagrama P&ID del sistema toma de agua*

# Anexo C: Plano de las bombas Torishima – 10PAC



# Anexo D: Curva de operación de las bombas – 10PAC

