

Año 4, N° 24, Noviembre 2017

PREDICTIVA 21

UN NUEVO ENFOQUE
ANÁLISIS DE CRITICIDAD
LUBRICACIÓN DE MAQUINARIA

APLICACIÓN ESTÁNDAR
API 581 A ACTIVO FÍSICO
INDUSTRIA PETROQUÍMICA

CRITERIOS DE ACEPTACION
DE NIVELES DE VIBRACION
COMPRESORES RECIPROCANTES

SOCIEDAD URUGUAYA
DE MANTENIMIENTO
CELEBRÓ SU 13º CONGRESO

CONGRESO IMC 2017:
LA INTERSECCIÓN
DE LA CONFIABILIDAD
Y LA GESTIÓN DE ACTIVOS



E&M Solutions International, S.A.

EMS te brinda lo que quieres para
tu empresa en mantenimiento
y gestión de activos.

Y ahora canaliza tus necesidades desde Panamá

En nuestras nuevas oficinas recreamos y desarrollamos los planes de mantenimiento para toda centroamérica y el Caribe. Con el respaldo de una larga experiencia y el empuje de sus profesionales, EMS se consolida como la opción perfecta para el cuidado de tus activos físicos.

EMS soluciones especializadas de Ingeniería y Gestión de Activos, ahora en Panamá.

Ubicados en: Torre de Las Américas, Torre B, Piso 15, Punta Pacífica, Panamá.

Foto:
©Hanami Sohn

Contáctanos:

E&M Solutions 

@eym_solutions 

www.eymsolutions.com 

corporatepanama@eymsolution.com 



INGENIERÍA
GESTIÓN DE ACTIVOS
CONFIABILIDAD
MONITOREO DE CONDICIÓN



SiM



**Proveemos Soluciones
orientadas a mejorar
la Seguridad, Rendimiento,
Confiabilidad y Costos durante
el Ciclo de Vida de sus Activos**

Soluciones de Ingeniería
y Mantenimiento, S.L.
Paseo de la Castellana, 95, 15ª 28046
Madrid ESPAÑA

www.sim-sl.com
+34 914 185 070
+34 917 577 400
info@sim-sl.com

JUNTA DIRECTIVA

Publisher / Editor:

Enrique González
enrique.gonzález@predictiva21.com

Directora Editorial:

Alimey Díaz
alimey.diaz@predictiva21.com

Diseño y Diagramación:

Sophia Méndez
sophia.mendez@predictiva21.com

Digitalización y Web Master:

Edgarmis Villarroel

Traductor:

Richard Skinner
richard.skinner@predictiva.com

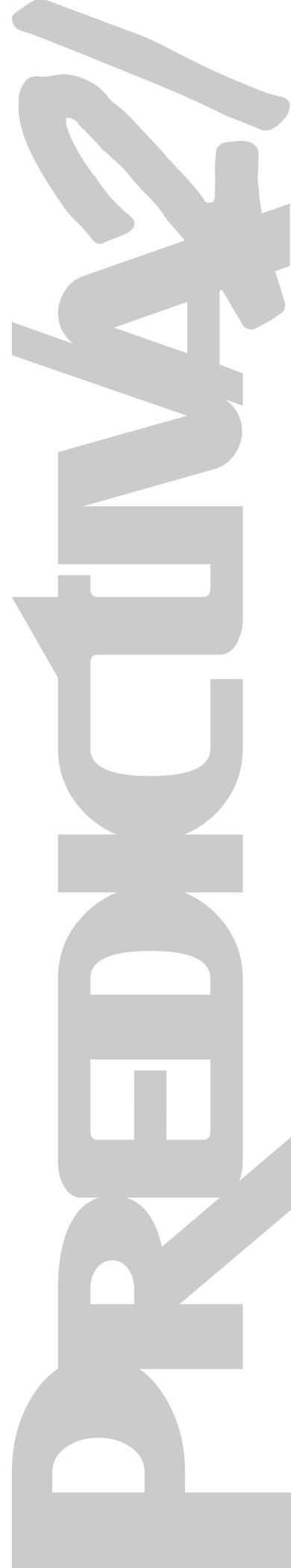
Diseño de Portada:

Sophia Méndez
sophia.mendez@predictiva21.com

Colaboradores:

Edgar Fuenmayor
Pedro Antonio Navas
Jim Fitch
Luis Infante
Martín Lémoli
Evelio Chirinos
Héctor Medina
Rosangel Leal
José Prieto
CIFMERS

Predictiva21 no se hace responsable por las opiniones emitidas en los artículos publicados en esta edición. La línea editorial de esta publicación respetará las diversas corrientes de opinión de todos sus colaboradores, dentro del marco legal vigente.



INDICE

06 | EDITORIAL

08 | **Analisis de confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad de un sistema de bombeo**
Artículo Técnico

16 | **La sociedad uruguaya de mantenimiento, gestión de activos y confiabilidad (uruman) celebró su 13° congreso**
Nota de prensa

18 | **Criterios de aceptación de niveles de vibración en compresores recíprocos**
Artículo Técnico

24 | **Congreso IMC 2017**
Nota de prensa

26 | **Un nuevo enfoque del análisis de criticidad para la lubricación de maquinaria**
Artículo Técnico

34 | **Vanesa Pirani**
Entrevista

36 | **Modelaje elastomérico del rotor de una turbina a gas**
Artículo Técnico

45 | **Eventos**

46 | **Caso real: ¿Cómo afecta la desalineación al funcionamiento de un motor eléctrico?**
Artículo Técnico

54 | **Aplicación del estándar api 581 a un activo físico en la industria petroquímica**
Artículo Técnico

La temida singularidad

Hace poco, la ciudad de Tokio, Japón, acaba de concederle la residencia a Shibuya Mirai. Esto no tendría ninguna trascendencia, de no ser por Mirai es un robot. Esta entidad de inteligencia artificial tiene la apariencia de un niño de siete años, y su función básica es ser un guía en la zona en la que “vive”, además de permitir que los residentes del sector se comuniquen con las autoridades locales a través de la mensajería LINE.

Por su parte Hussein Abbass, Profesor en la Escuela de Ingeniería & IT en la Universidad de Nueva Gales del Sur-Canberra, se ha mostrado en un escrito publicado en el portal The Conversation un artículo en el cual expresa su “profunda preocupación” luego de que Arabia Saudita haya otorgado la nacionalidad a un robot llamado Sophía. Este robot, que puede imitar expresiones humanas y sostener conversaciones inteligentes, fue creado por David Hanson, un profesor universitario doctorado en 2007 en la Universidad de Texas y desarrollado por la empresa de Hong Kong Hanson Robotics.

Según Abbass, un investigador enfocado en la seguridad de la realidad virtual y los sistemas autónomos, “nuestra sociedad no está preparada para tener robots ciudadanos, puesto que hay cuestiones sociales y éticas que todavía no somos capaces de esclarecer como humanos”. Argumenta que entidades como Sophía son un riesgo para la ciudadanía, debido a las debilidades de esa misma ciudadanía, que carece de mecanismos

confiables para asegurar la ética de los sistemas inteligentes, además de las “áreas grises” que todavía perviven en los sistemas legales humanos, referidos a la ética, los derechos, las circunstancias, los atenuantes, y todo lo que suele complicar y embrollar la aplicación taxativa de las leyes.

Pero tal vez, el punto más sensible planteado por Abbass (que se pasea también por los derechos legales y sociales de Sophía), es el concerniente a la identidad. ¿Qué le da a Sophía, o a Mirai, identidad? Hemos hablado de esto muchas, muchas veces, en esta publicación. La identidad humana parte de reconocimiento de que Yo Soy un ser humano. Pero la conciencia del Yo Soy es el paso evolutivo más importante de nuestra especie, pues es precisamente esta chispa inicial de conciencia la que comenzó la diferenciación de nuestra especie con respecto al resto de los primates. Saber que Yo Soy se transforma en Yo Estoy, Yo Quiero, Yo Puedo, Yo tengo, Yo Hago y así ad infinitum. Es el Yo Soy quien define nuestras acciones, por encima de nuestra programación genética, y eso es algo de lo cual ninguna otra especie puede presumir. Sólo los seres humanos PUEDEN decidir, y esas decisiones obedecen a la conciencia inicial del Yo Soy, a la semilla primigenia de la identidad. Planteado esto ¿de dónde proviene la identidad de un ser de inteligencia artificial, una identidad tan clara como para ser considerado un ciudadano, separado para siempre de la cosificación y convertido en un “ser”? ¿De dónde proviene entonces la

capacidad de “ser”, en una entidad que no tiene conciencia del Yo Soy, sino que responde a una serie de programaciones que viajan por sus circuitos? Según Abbass, la identidad de Sophia podría establecerse a través de su código de barras o una señal electromagnética, pero no pasarían de ser meros protocolos de gestión de identidad, en este caso identidad de su hardware, no de Sophia como “ser”.

La identidad humana descansa sobre capas y capas de experiencias, que se modelan y evolucionan con los años, y responden a nuestras características biológicas, nuestra cultura, la herencia genética y en las decisiones que tomamos partiendo de nuestro estado de conciencia, ese yo soy inicial que descubrimos desde los dos años de edad. Ninguna inteligencia artificial puede hacer eso. Así que su identidad es también una identidad artificial.

El dilema se centra entonces en la falta del tejido legal, consistente y probo, que protejan a los seres humanos de posibles ataques de “seres” artificiales. Mucho se ha hablado de la temida singularidad, esa que haría posible que un robot “tomara conciencia de sí mismo” y con ello comenzara a su vez a tomar decisiones fuera de su programación, decisiones que podrían no favorecer a la

raza humana (ver Terminator, Matrix, Yo Robot y todo lo que plantea la cultura de masas respecto al tema). Sin embargo ¿no están los seres humanos empujando esta misma singularidad que tanto temen, al entregar estatus de ciudadanos a simples máquinas? ¿No hay un cierto complejo de Pigmalión detrás de esas acciones? Como siempre, es la HUMANIDAD misma quien teje su destino, al decidir qué hacer consigo misma. Decisiones que, como todo, pueden salir bien, o pueden salir mal. Pero en eso consiste “ser”.

Enrique González
Director





ANÁLISIS DE CONFIABILIDAD, DISPONIBILIDAD Y MANTENIBILIDAD DE UN SISTEMA DE BOMBEO

Las industrias en los últimos años, han orientado sus esfuerzos en maximizar sus ganancias, utilizando para ello diferentes enfoques que le faciliten la toma de decisiones para realizar inversiones asertivas y de máxima rentabilidad. Fusiones entre grandes corporaciones, estilos de conducción de negocios como la Gerencia Integral de Activos, cuantificación del riesgo para evaluar escenarios, son sin duda un ejemplo directo de tal situación, donde cada una de ellas tiene como finalidad implícita o explícitamente la inversión de millones de dólares para reducir los costos y aumentar los márgenes de ganancias.

El análisis RAM permite pronosticar para un período determinado de tiempo la disponibilidad y el factor de producción diferida de un proceso de producción, sistema o proceso, basado en su configuración, en la confiabilidad de sus componentes, la filosofía de operación y mantenimiento y fundamentalmente en los TPPF y TPPR de los

diversos componentes del sistema, con base en información proveniente de bases de datos propias, bases de datos genéricas de la industria y en la opinión de expertos.

El equipo de trabajo definirá las premisas referentes a la base de datos de la información de confiabilidad de equipos, considerando todas las fuentes posibles de información para conformar una base de datos y obtener la mejor estimación de los TPPF y TPPR.

El análisis RAM permite realizar sensibilidades entre la capacidad instalada y la requerida, modificaciones del plan de mantenimiento, etc.; permitiendo determinar las diferencias con respecto a una condición, planear opciones de redimensionamiento y generarlos planes de acción que permitan cumplir los compromisos de producción y seguridad solicitados.

Tal como se muestra en la Figura 1, el análisis RAM, se inicia con la estimación de las tasas de

falla y reparación de cada uno de los componentes o equipos que conforman los sistemas bajo estudio. Esta estimación mejorada de las tasa de falla alimenta un modelo de Diagramas de Bloques de Disponibilidad (DBD); que representa la arquitectura del sistema y su filosofía de operación, soportado en un modelo de simulación que toma en cuenta la configuración de los equipos, las fallas aleatorias, las reparaciones, el mantenimiento planificado y las paradas parciales y totales de los componentes del sistema.

Durante la ejecución de un estudio RAM, se realiza la adecuada caracterización probabilística de los procesos de deterioro que afectarán los equipos, sub-sistemas y sistemas asociados al citado proceso de producción a fin de pronosticar la mayoría de los escenarios de paros o fallas.

Adicionalmente con los resultados obtenidos, se pueden identificar acciones para minimizar

la ocurrencia de estos escenarios e identificar las implicaciones de cada uno al compararlo con el escenario basado en las “Buenas Prácticas” tal como lo establece el estándar ISO 55000/PAS 55 en sus requerimientos, a fin de contribuir con el establecimiento de estrategias óptimas de mantenimiento para el manejo del negocio.

MARCO CONCEPTUAL

Confiability

Es la probabilidad de un sistema o equipo opere sin fallar durante un periodo de tiempo determinado bajo condiciones operacionales definidas y constantes tales como: presión, temperatura, caudal, pH.

$$Confiability(t) = Pr(t \geq T_m) \quad C(t) = e^{-\lambda t}$$

Esta ecuación corresponde a la distribución acumulada inversa del tiempo para la falla, ya que esta distribución expresa la probabilidad de que t (tiempo de falla) sea mayor o igual que tm (tiempo misión).

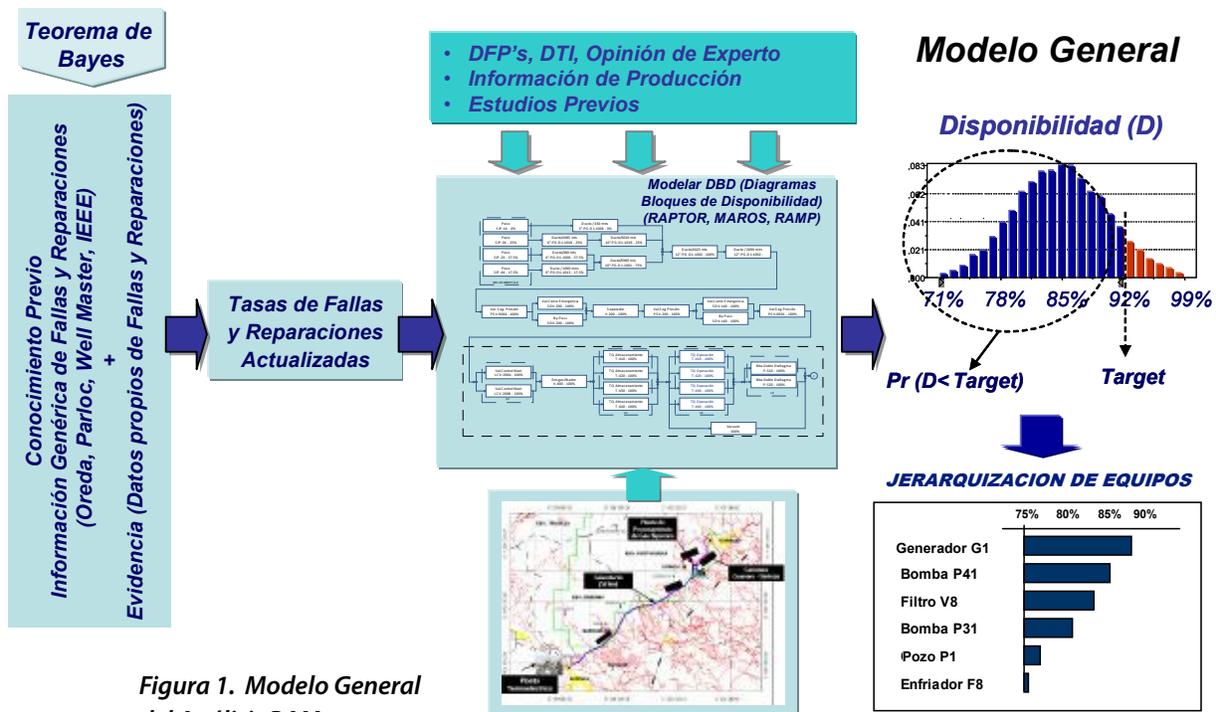


Figura 1. Modelo General del Análisis RAM

Para llevar a cabo el estudio de esta probabilidad se toman datos y parámetros que afectan directamente la confiabilidad, entre ciertos parámetros están el ambiente, la temperatura y presiones, entre otros que influyen en el sistema. Sin embargo, la teoría que aplica la confiabilidad como una herramienta para el buen desempeño de los activos, se ocupa principalmente de las fallas de los sistemas, no obstante, no indaga tanto en los fenómenos que las causan como en la frecuencia con que ocurren. No es una teoría física de las fallas, sino una teoría estadística. Por lo que los datos que se toman para el análisis, son principalmente los “tiempos” relacionados con el activo, los cuales juegan un papel fundamental.

Disponibilidad

La disponibilidad es un termino probabilístico exclusivo de los “equipos reparables” que se define como la probabilidad de que el equipo este operando (es decir que no este en reparación) a un tiempo “t”. Para estimar la disponibilidad se requiere estimar la “tasa de falla $\lambda(t)$ ” y la “tasa de reparación $\mu(t)$ ”; es decir, se requiere analizar estadísticamente los tiempos para la falla, y los tiempos en reparación. Para un periodo de tiempo “t”.

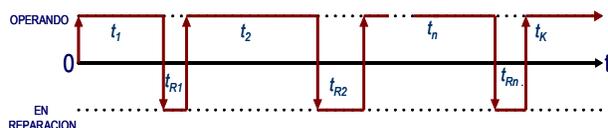


Figura 2. Diagrama de tiempo de operación y fuera de servicio

Disponibilidad Inherente (%DI)

La Disponibilidad Inherente representa el porcentaje del tiempo que un equipo esta en condiciones de operar durante un periodo de análisis, teniendo en cuenta solo los paros no programados. El objetivo de este indicador es medir la Disponibilidad inherente de los equipos, con la finalidad de incrementarla, ya que en la medida que esto ocurra, significara que se disminuye el tiempo de los paros por

falla o paros no programados del equipo.

$$\text{Disponibilidad Inherente} = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$

Disponibilidad Operacional (%DO)

La disponibilidad Operacional representa el porcentaje de tiempo que el equipo quedo a disponibilidad del área de operación para desempeñar su función en un periodo de análisis. Teniendo en cuenta el tiempo que el equipo esta fuera de operación por paros programados y no programados. El objetivo de este indicador es medir el desempeño de los equipos y la eficiencia en la gestión de mantenimiento, de manera conjunta, comparándolos contra los objetivos y metas del negocio, con la finalidad que Operación tenga cada vez mas tiempo el equipo disponible y que este pueda realizar la función para la que fue diseñado.

$$\text{Disponibilidad Operacional} = \frac{MTBM}{MTBM + M'} = \frac{\frac{1}{\frac{1}{MTBM_c} + \frac{1}{MTBM_p}}}{\frac{1}{\frac{1}{MTBM_c} + \frac{1}{MTBM_p}} + \frac{M_p}{\frac{MTR}{MTBM_c} + \frac{M_p}{MTBM_p}}}$$

Mantenibilidad

La Mantenibilidad trata con la duración de paros por fallas y paros por mantenimiento o cuánto tiempo toma para lograr (facilidad y velocidad) restituir las condiciones del equipo a su condición operativa después de una parada por falla o para realizar una actividad planificada.

Las características de Mantenibilidad son normalmente determinadas por el diseño del equipo el cual especifica los procedimientos de mantenimiento y determina la duración de tiempos de la reparación.

La figura clave de mérito para la mantenibilidad es a menudo el tiempo promedio para reparar (TPPR). Cualitativamente se refiere a la facilidad con que el equipo se restaura a un estado funcionando. Cuantitativamente se define como la probabilidad de restaurar la condición operativa del equipo en un periodo de tiempo o

tiempo misión. Se expresa a menudo como:

$$M(t) = e^{-\mu t} = e^{\frac{1}{TPPR} t}$$

Donde μ = Rata de Reparación

Esta ecuación es válida para tiempos para reparar que sigan la distribución exponencial.

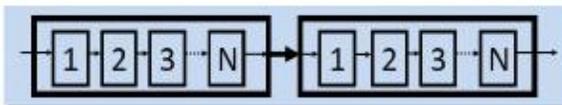
Diagrama de Bloque de Confiabilidad

Los diagramas de bloques de confiabilidad, DBC (RBD, por sus siglas en inglés), ilustran la funcionalidad de un sistema. La confiabilidad es la probabilidad de operación exitosa durante un intervalo de tiempo dado. En un diagrama de bloques se considera que cada elemento funciona (opera exitosamente) o falla independientemente de los otros.

Sistemas en Serie

Si un sistema funciona si y solo si todos sus componentes funcionan, se dice que el sistema tiene una estructura en serie. Desde el punto de vista de confiabilidad, un sistema en serie es definido como aquel sistema en donde todos sus componentes deben operar para que el sistema en su totalidad opere.

Son sistemas conformados por múltiples elementos de los cuales deben operar todos para que el sistema cumpla con su función.



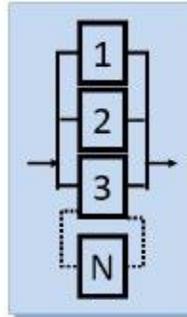
$$C_{SIST}(t) = C_1(t) * C_2(t) * C_3(t) * \dots * C_N(t) = \prod_{i=1}^N C_i(t)$$

$$F_{SIST}(t) = 1 - [C_1(t) * C_2(t) * C_3(t) * \dots * C_N(t)] = \left[1 - \prod_{i=1}^N (1 - F_i(t)) \right]$$

Sistemas en Paralelo

Un sistema que funciona si al menos uno de sus componentes está funcionando se dice que tiene una estructura en paralelo. Desde el punto de vista de confiabilidad, un sistema en paralelo se define como aquel sistema en donde todos sus componentes deben fallar para que el sistema en su totalidad no opere.

Son sistemas conformados por múltiples elementos de los cuales debe operar al menos uno para que el sistema cumpla su función.

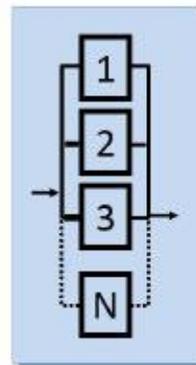


$$F_{SIST}(t) = F_1 * F_2 * F_3 * \dots * F_N = \prod_{i=1}^N F_i(t)$$

$$C_{SIST}(t) = 1 - F_{SIST}(t) = 1 - \prod_{i=1}^N [1 - C_i(t)]$$

Sistemas "k" de "n"

Algunos esquemas de redundancia, contemplan el uso de un número de componentes o equipos mayor que el requerido, a fin de poder establecer esquemas de votación que permitan incrementar la confiabilidad global del sistema.



Sistemas en paralelo donde se requieren "K" de "N" componentes para cubrir el requerimiento

$$C_{SIST}(t) = \sum_{r=K}^N \binom{N}{r} [C(t)]^r [1 - C(t)]^{N-r}$$

$$F_{SIST}(t) = 1 - C_{SIST}(t)$$

N = Número total de componentes en paralelo.
K = Número mínimo de componentes requeridos.
C(t) = Confiabilidad de cada componente en el tiempo "t".

Simulación de Monte Carlo

En este trabajo se utilizó la simulación con el método de Monte Carlo para estimar la confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad de los equipos dinámicos del sistema de bombeo de condensado. El método de Monte Carlo es una técnica que involucra el uso de números aleatorios y probabilidad para resolver problemas complejos, ya que el sistema es muestreado en un número de configuraciones aleatorias y los datos pueden ser usados para describir el sistema como un todo. Por sus propiedades, la simulación Monte Carlo es el método prominente para la solución de

problemas dinámicos de la confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad de sistemas industriales. Así, dados los desarrollos actuales en software y hardware, actualmente la simulación Monte Carlo es una técnica poderosa para desarrollar análisis de la confiabilidad-disponibilidad-mantenibilidad de sistemas industriales que están muy apegados a la realidad de los sistemas complejos.

PROCEDIMIENTO DE TRABAJO

La Metodología esta concentrada en utilizar los principios de Ingeniería de Confiabilidad e Ingeniería de Mantenimiento para estimar el valor esperado de confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad de sistemas industriales, donde el arreglo matemático para las simulaciones y calculo de los parámetros se concentra inicialmente en los componentes principales del sistema, fundamentalmente en los equipos rotativos y estacionarios, manejando a discreción los componentes de electricidad, instrumentación y control. A continuación se describen algunos de los aspectos fundamentales requeridos para un estudio RAM.

1. Diagramas de flujo de proceso, diagramas de tuberías e instrumentación de las instalaciones de superficie.
2. Bases de datos propias disponibles que

contengan tasas de fallas y tiempos de reparación de los equipos que conforman el sistema (bombas, separadores, líneas de flujo, líneas de gas, compresores, tanques, válvulas, instrumentos, generadores, pozos, etc.)

3. Descripción de la filosofía de operaciones del campo o planta.
4. Plan de mantenimiento de las instalaciones.
5. Simulación del fluido de proceso, con la finalidad de conocer el impacto de producción en caso de ocurrir una falla en cualquier elemento o equipo del sistema.
6. Entrevista con el personal de operaciones, mantenimiento, optimización de producción, ingenieros de producción, planificadores. (Durante el desarrollo del proyecto).

Estas son las fases en las cuales se debe desarrollar un estudio RAM.

1. Evaluación General del sistema
2. Diseño del arreglo físico del sistema
3. Revisión de referencias internacionales y/o históricos reales del sistema.
4. Estimado de la confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad del sistema
5. Estimado de la capacidad efectiva del sistema
6. Conclusiones y recomendaciones.

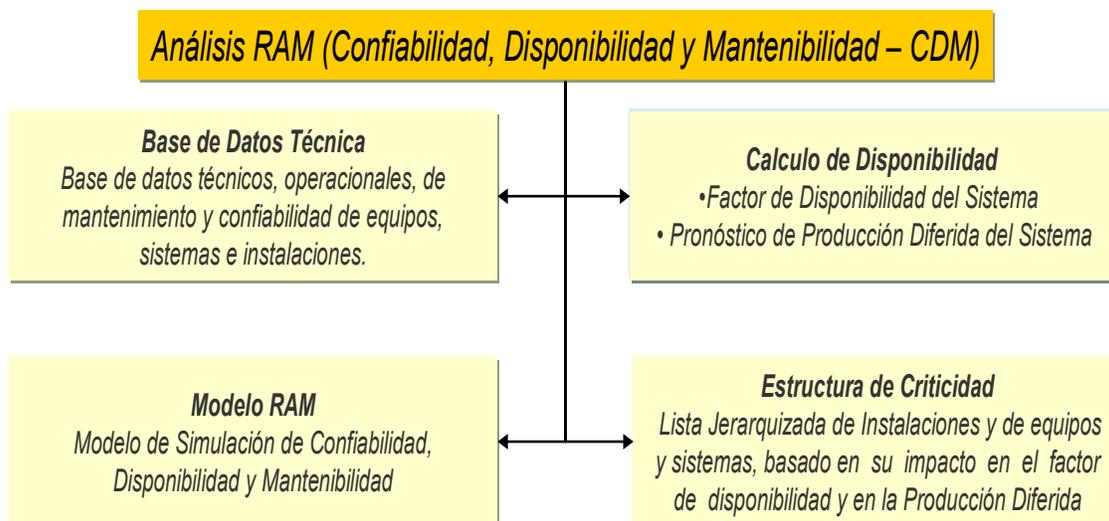


Figura 3. Resultados del Análisis RAM

CASO DE ESTUDIO

Tomando datos genéricos del comportamiento típico de equipos en base a información tomada del OREDA, Reliability Handbook, entre otros, se generaron datos aleatorios tanto para los tiempos entre fallas (TEF), como de los tiempos fuera de servicio (TFS), con los cuales se estimo la disponibilidad y confiabilidad de cada uno de los equipos principales que conforman el sistema de bombeo. La tabla 1, muestra un conjunto de datos para una de las Bombas del sistema, luego de ser tratada probabilísticamente, y con los cuales utilizando las expresiones matemáticas que se explicaron en el Marco Conceptual, permitieron estimar la disponibilidad, confiabilidad, y mantenibilidad esperada de cada equipo del sistema.



X-5102	
TEF	TFS
264	72
768	192
1032	48
1728	264
216	72
336	48
48	72
1128	360
264	216
576	192
96	48
120	96
744	1224
816	408
192	312

Tabla. 1
Datos
Históricos
del equipo

TEF
1176
912
264
576
528
216
504
1200
1224
360
1416
1224
984
96
1272
1200
600
792
960
456
744

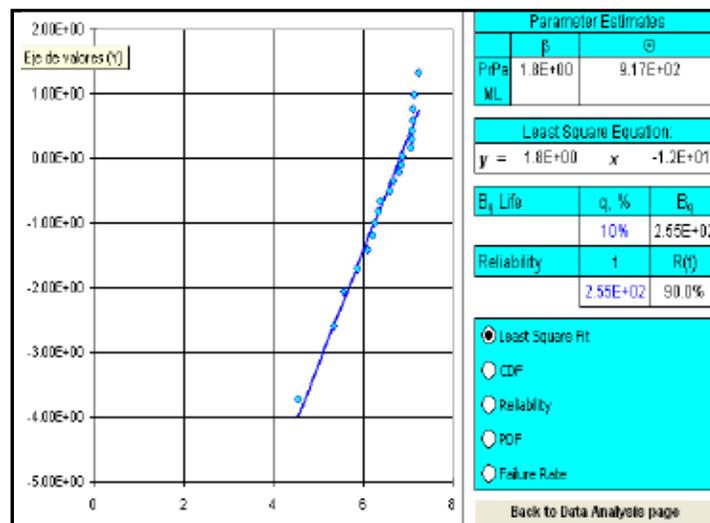


Figura 4.
Caracterización Probabilística
con el Software RARE

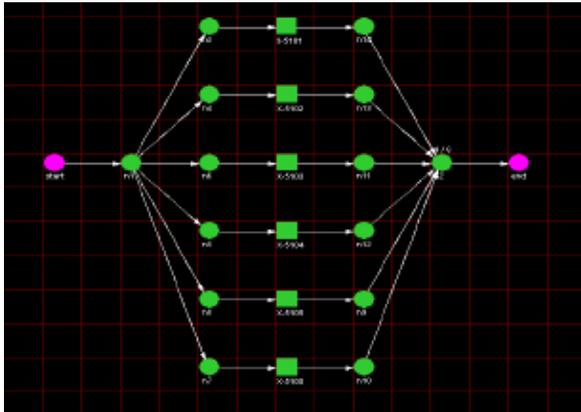
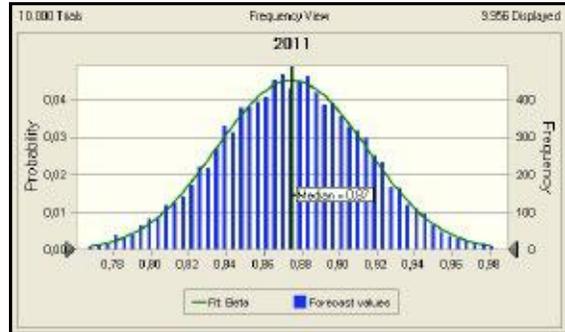


Figura 5. Diagrama de Bloques de Confiabilidad

Disponibilidad



Mean = 87% Std. Dev = 3.84%

Figura 6. Disponibilidad del Sistema de Bombeo

Parameter	Minimum	Mean	Maximum	Standard Dev
Availability	0.43441427	0.82284585	1.00000000	0.183200702
MTBR	217.205714	>199.037257	>1000.000000	N/A
MTTR (hours)	3.136621	259.437327	519.843277	137.037324
MTBF	217.205714	2356.692252	>2000.000000	N/A
MTBF (hours)	148.599757	299.260258	469.482888	92.899558
downpercent	45.461143	27.288458	100.000000	18.320071
yellowpercent	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
redpercent	0.000000	17.702542	56.518837	18.320071
System Failures	0	0.100000	2	0.614452

Results from 50 runs(s):

Reliability = 0.389000

Confiability

Numero de Fallas para las próximas 1000 hrs.

Tiempo para Reparar para las próximas 1000 hrs.

Disponibilidad para las próximas 1000 hrs.

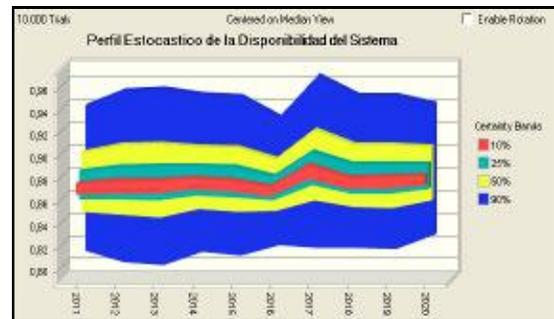


Figura 7. Perfil Estocástico Anualizado

Tabla 2. Resultados del Análisis con el Programa Raptor

Año	Elemento	Disponibilidad	Relación de Perdida %	TM perdida/año	USD/TM Perdida/año
2011	Sistema A	87.37%	12.63%	36061.39	54092092.46
2012	Sistema A	87.65%	12.35%	35280.06	52920088.56
2013	Sistema A	87.55%	12.45%	35554.21	53331318
2014	Sistema A	87.75%	12.25%	34994.48	52491724.56
2015	Sistema A	87.72%	12.28%	35071.59	52607382.84
2016	Sistema A	87.14%	12.86%	36722.22	55083326.76
2017	Sistema A	88.86%	11.14%	31813.17	47719749.6
2018	Sistema A	87.95%	12.05%	34411.91	51617862
2019	Sistema A	87.95%	12.05%	34411.91	51617862
2020	Sistema A	88.20%	11.80%	33697.97	50546952
TOTAL				348018.91	522028358.8

Tabla 3 Aporte a la Producción diferida

CONCLUSIONES

- En el pronóstico de comportamiento de capacidad efectiva de un proceso productivo, la indisponibilidad operacional por mantenimiento planeado como la indisponibilidad operacional por fallas, deben ser analizadas independientemente y en conjunto, con la finalidad de poder diagnosticar y predecir estrategias que aseguren el cumplimiento de la producción.
- El efecto del plan de mantenimiento preventivo y correctivo sobre la capacidad efectiva del sistema evidencia la necesidad de análisis de mantenibilidad en los sistemas y subsistemas, en la búsqueda por disminuir los tiempos de parada por mantenimiento.
- El Análisis de Confiabilidad, Disponibilidad y Mantenibilidad (RAM) permite pronosticar el impacto en la disponibilidad y la producción diferida a través de una simulación "what if" de las siguientes variables:

Nuevas políticas de mantenimiento

Aplicación de nuevas tecnologías

Cambios en la mantenibilidad de los equipos

Modificaciones en la configuración de los procesos de producción

Cambios en la política de inventarios

Implantación de nuevos métodos de producción

AUTOR:

EDGAR FUENMAYOR

Ing. MSc. CMRP

edgarfuenmayor1@gmail.com

REFERENCIAS

1. ISO - 55000 Asset Management — Overview, Principles and Terminology, 2014
2. Rosendo Huerta: "Proceso de Análisis Integral de Disponibilidad y Confiabilidad como Soporte para el Mejoramiento Continuo de las Empresas.2006. Noria Latín América.
3. Yañez, Medardo – Gómez de la Vega, Hernando, Valbuena Genebelin, Ingeniería de Confiabilidad y Análisis Probabilístico de Riesgo – ISBN 980-12-0116-9 - Junio 2003.
4. ReliaSoft RS403. "Confiabilidad de Sistemas". Master the Subject Seminar Series,2008.
5. ReliaSoft RS401. "Análisis de Datos de Vida". Master the Subject Seminar Series, 2008.
6. Reliability and Risk Management (R2M, S.A.), Confiabilidad Integral Un Enfoque Practico Tomo I, II, III – ISBN 978-980-12-2789-2 - 2007.
7. Melo-Gonzalez, Lara-Hernandez, Jacobo-Gordillo, "Estimación de la confiabilidad-disponibilidad-mantenibilidad mediante una simulación tipo Monte Carlo de un sistema de compresión de gas amargo durante la etapa de ingeniería Reliability-availability-maintainability estimates using a Monte Carlo simulation for a sour gas compression system during the engineering stage", PEMEX 2009.

Del 9 al 13 de Octubre de 2017

LA SOCIEDAD URUGUAYA DE MANTENIMIENTO, GESTIÓN DE ACTIVOS Y CONFIABILIDAD (URUMAN) CELEBRÓ SU 13° CONGRESO BAJO LA CONSIGNA:

"La Revolución Digital y su Impacto en la Gestión de Activos en Industria y Facility"

El evento reunió, como en años anteriores, a los mejores exponentes del mantenimiento, la gestión de activos y el facility management

Prensa URUMAN

En Montevideo, Uruguay, se llevó a cabo el 13° Congreso de la Sociedad Uruguaya de Mantenimiento, Gestión de Activos y Confiabilidad, URUMAN 2017, en donde las más prominentes figuras del mantenimiento de Hispanoamérica, acompañados de empresas y sponsors líderes en el ramo.

Las palabras de apertura estuvieron a cargo de Lucas Blassina, en representación de la Asociación de Ingenieros del Uruguay, seguido de la Ministra de Industria, Energía y Minería Cristina Cosse, quien reconoció la importancia de este evento al destacar los cambios y desarrollos que vive el país con la introducción de tecnologías tendentes a la conectividad y el cambio experimentado a lo largo de los últimos años por la matriz industrial.

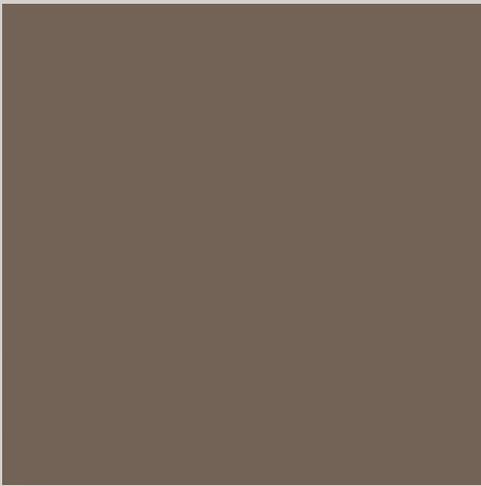
Entre las figuras destacadas estuvieron Santiago Sotuyo, cuya conferencia versó sobre "Gestión de Estrategias de Activos: Realizar Valor – Mejorar Desempeño". Francisco Tangari y Eduardo Lema hablaron sobre la normativa internacional y mostraron estudios de casos de: "Transporte de carga peligrosa e inspección de cables de acero". Epifanio Dinis Benítez disertó sobre: "Validación de sistemas en aplicaciones conectadas"; Gerardo Trujillo brindó la videoconferencia: "Cinco acciones claves para el éxito de su programa de análisis de lubricante"; en tanto que Carolina Altmann conversó sobre

las claves para lograr "La eficiencia energética en la Gestión de Activos"; entre otras ponencias. En la segunda parte de estas Jornadas, los presentes disfrutaron de interesantes ponencias como "La Revolución Digital en las Ciudades Inteligentes", a cargo de Cristina Zubillaga, Eduardo Wirth con el "Internet of things: Creando soluciones que piensen"; y Ricardo Pauro abordó el tema de la Norma ISO con la conferencia "Obtener valor para la Organización optimizando la relación Costo-Riesgo-Desempeño mediante un Sistema de Gestión de Activos Físicos ISO 55000"

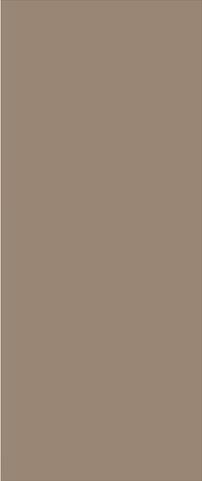
El congreso también contó con la presencia de grandes referentes del mantenimiento, como el Maestro Lourival Tavares (Brasil) o el excelente Consultor Henry Ellmann, grandes profesionales que han dedicado su vida al desarrollo, promoción y adopción de la gestión de activos dentro del mantenimiento industrial. Asimismo, el hall de ingreso a la Sala de Conferencias del 13° Congreso URUMAN alojó, como en años anteriores, la Expo URUMAN 2017, que contó con la presencia y participación de más de 20 expositores, proporcionando las mejores soluciones para la actividad del sector. Herramientas, instrumentos, software, equipos, repuestos, partes, consultorías, lubricantes, seguridad industrial y muchos ítems más compusieron el variado panorama de opciones.



Henry Ellmann,
un referente del mantenimiento
en Suramérica



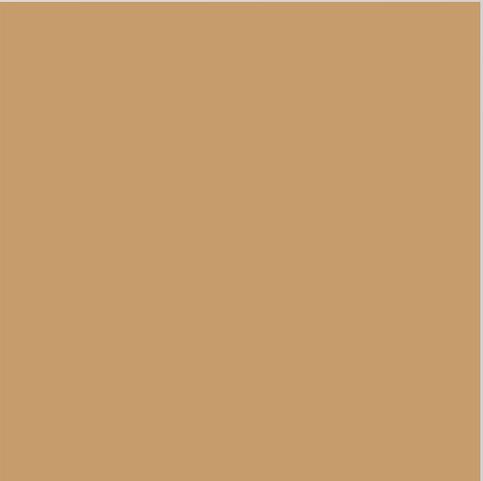
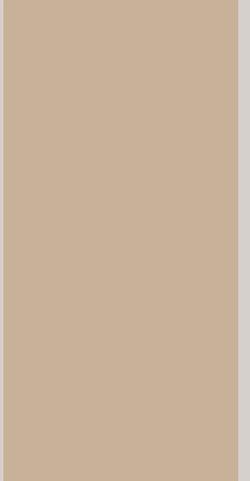
Santiago Sotuyo,
presidente
de URUMAN



Tecnología de punta
en URUMAN 2017



El networking
propio de estos
eventos.



El Maestro Lourival Tavares,
durante otro año
en URUMAN



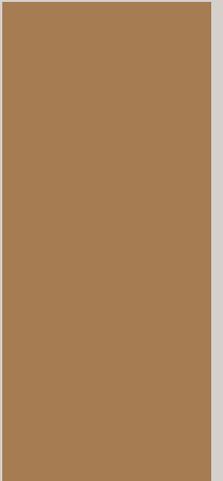
Amplia asistencia
en la 13ª Edición
de URUMAN



Interesantes novedades
en el Congreso
de Mantenimiento
URUMAN 2017



Las firmas
más prestigiosas
en URUMAN 2017





CRITERIOS DE ACEPTACION DE NIVELES DE VIBRACION EN COMPRESORES RECIPROCANTES

OBJETIVOS

Uno de los grandes problemas que se tiene en la puesta en servicio de los compresores reciprocantes, bien sea como nueva instalacion o luego de una reparacion mayor (revamping) son los altos niveles de vibracion en sus componentes principales, asi como tambien los altos niveles de pulsaciones en el sistema de tuberias, aun considerando en estudios previos en la fase de diseño como es la simulacion acustica & analisis en las tuberias (API 618, 5th Ed. pag.54) para minimizarlos, sin embargo, es de mencionar que existen factores como los relacionados a la fundacion, pernos de aclajes (anchor bolts), alineacion de los equipos en el skid (o en la fundacion), alineacion entre ejes, etc, que no forman partes en dichas simulaciones y que tienen efectos considerables en la generacion de altos niveles de vibracion & pulsacion.

Los compresores reciprocantes se caracterizan por sus grandes masas en movimiento, torques de entrada variando ciclicamente, pulsaciones

inducidas por las fuerzas en movimiento asociadas al cilindro del compresor (mecanicas y del gas de proceso), botellas de succion & descarga (pulsation damper) que son fuentes que pueden causar considerables niveles de vibracion y stress ciclicos in diferentes partes del sistema del compresor.

La importancia de medir vibracion y llevar su tendencia tanto en amplitud como en frecuencia partiendo de las pruebas de funcionamiento (mechanical running test, MRT) efectuados en los bancos de pruebas en los talleres del fabricante y luego en la puesta en servicio permitira diagnosticar si la fuente de generacion de vibracion/pulsacion (resonancia) es propia de los componentes internos del compresor (cilindros, cruceta, frame, etc), o por si el contrario provienen de entes externos como la fundacion, sistema de tuberias y/o damper (botellas de succion/descarga).

En el presente documento se tratara lo relacionados a los compresores reciprocantes

del tipo horizontal, ya que son los mas comumente usados en las plantas compresoras de gas, refinarias, plantas quimicas y petroquimicas; sin embargo, el procedimiento tambien aplica para los del tipo vertical.

SISTEMA DE PROTECCION DE ALARMA Y DISPARO DEL COMPRESOR

De acuerdo a API 618, 5th Ed, los requerimientos minimos de alarma y disparo viene dada por la tabla siguiente.

API 618, 5th Ed. Dic. 2007, Pag. 47		
Condicion	Alarma	Paro
Alta temperatura de gas de descarga en cilindros	X	X
Baja presion de aceite lubricante en el frame	X	X
Bajo nivel de aceite lubricante en frame	X	-
Falla en el sistema de lubricacion de los cilindros	X	-
Alta presion diferencial en filtros de aceite	X	-
Alta vibracion en el frame del compresor	X	X
Alto nivel de liquido en el separador	X	X
Falla en el sistema de enfriamiento de los cilindros	X	-

La "X" indica cuando la condicion de alarma o paro es requerida; "-" cuando la condicion de alarma o disparo no es requerida.

Tabla 1. Señales de alarma y disparo en Compresores Reciprocantes (Fuente: API 618, 5th Edicion, pag. 47)

De acuerdo a las mejores practicas de GE/Bentley Nevada para compresores API 618, recomienda los siguientes puntos de monitoreo relacionados con la medicion de vibracion.

GE / Bentley Nevada Mejores Practicas para Compresores API 618			
Puntos de Medicion	Transducer	Alarma	Paro
Fasor de referencia, Keyphasor	3300/8mm probeta	NA	NA
Vibracion en el frame del compresor	190501 Velomitor	X	X
Vibracion en la cruceta	330425 Acelerometro	X	X
Posicion de la barra del piston	3300/11mm, probetas X-Y	X	X
Vibracion en el cilindro	330425 Acelerometro	X	X

La "X" indica cuando la condicion de alarma o paro es requerida; "NA" cuando la condicion de alarma o disparo no es aplicable.

Tabla 2. Señales de alarma y disparo en Compresores Reciprocantes (Fuente: GE/Bentley Nevada, mejores practicas para Compresores API 618)

La EFRC (European Forum for Reciprocating Compressor) guia para vibraciones en compresores reciprocantes recomienda los siguientes puntos de medicion.

EFRC guia para Vibraciones en Compresores Reciprocantes	
Puntos de Medicion	Transducer
Frame del compresor	Acelerometro
Cilindros	Acelerometro
Cruceta (conexión con el frame del compresor)	Acelerometro
Pernos de anclajes (Fundacion)	Acelerometro
Botellas de succion/descarga (dampeners)	Acelerometro
Tuberias	Acelerometro

Nota: La guia no indica niveles de alarma y paro para cada componente, solo valores aceptables de vibracion total (Overall) que se muestran en la Tabla. 5

Tabla 3. Puntos de medicion de vibracion en Compresores Reciprocantes (Fuente: EFRC Guidelines, 2009)

La Tabla 3, contiene ademas de los puntos de medicion recomendados por API y las mejores practicas de GE/Bentley Nevada, los correspondientes a los pernos de anclajes (fundacion), dampers y las tuberias del sistema de compresion, los cuales son los componentes a considerar cuando se tiene altos niveles de vibracion/pulsacion en las puesta de servicio de estos equipos y hacia donde va dirigido los criterios de aceptacion del presente documento.

Los puntos de medición y direcciones en cada uno de los puntos indicados por la EFRC son como se indica a continuación:

- **Frame del compresor:** En la parte superior del frame del compresor, en cada punto de las esquinas.
- **Cilindro del compresor:** En la cubierta del cilindro (en la parte rígida). En la dirección de la barra del cilindro del compresor
- **Cruceta/conexión con el frame:** En cada conexión de la guía de la cruceta con el frame del compresor (parte superior del frame) para un compresor con más de 2 cilindros.
- **Botellas succión/descarga (Dampers):** En la brida de entrada y salida y en el cabezal.
- **Tubería:** En las partes críticas del sistema (tuberías de entrada/salidas), incluyendo las de diámetro pequeños, atención especial en donde se presentan las altas vibraciones/pulsaciones.

En todos los puntos de medición indicados anteriormente se deben de tomar en valores totales (overall / mm/s, RMS) en las tres direcciones (vertical, horizontal y axial). En la Fig. 1 y 2 se muestra un esquema de un compresor horizontal de doble acción (DA), con los puntos de medición.

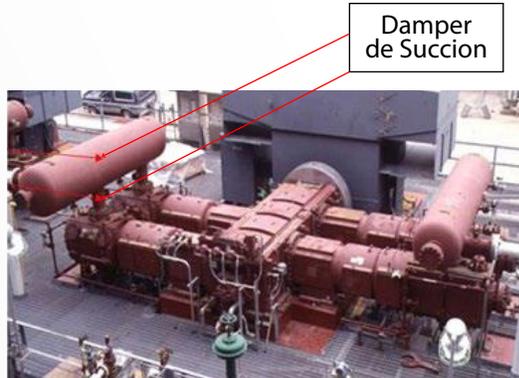


Fig 2. Puntos de medición de vibración en los Damper del Compresor (Botellas de Succion/Descarga)

PROCEDIMIENTO DE MEDICIONES

De tal forma de poder detectar la fuente de generación de los altos niveles de vibración y/o pulsaciones en el sistema de tubería, se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones.

- Preferiblemente usar acelerómetro y efectuar las mediciones de vibración total (overall) en velocidad (mm/s RMS). Generalmente las frecuencias de excitación de los componentes principales del compresor recíprocante se encuentran en el rango de frecuencia entre 2 Hz a 300 Hz, sin embargo, al considerar el sistema completo de compresión (incluyendo los equipos auxiliares) que son

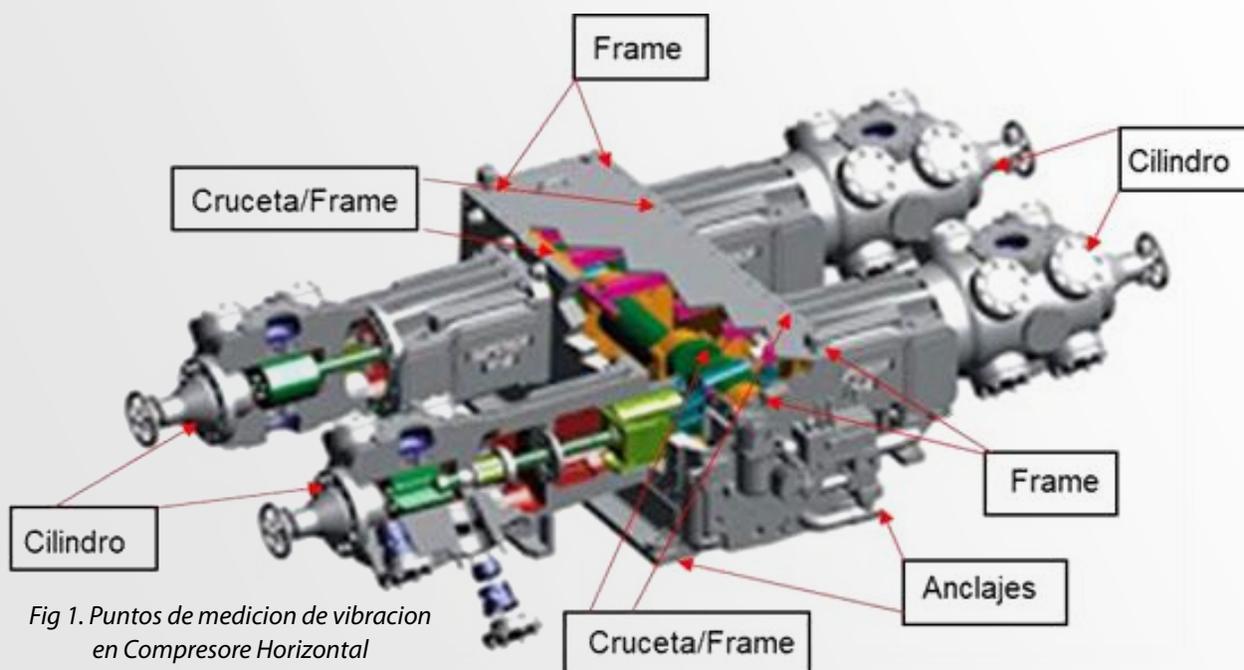


Fig 1. Puntos de medición de vibración en Compresor Horizontal

parte funcional del compresor el rango se encuentra entre 2 Hz a 1000 Hz.

- Las mediciones de vibración deben efectuarse en los puntos indicados en la tabla 3 y en las tres posiciones (Vertical, Horizontal y Axial) perpendiculares.

- Registrar todos los resultados de las mediciones. Para los equipos nuevos tener presente los registros en el banco de prueba del fabricante (Mechanical running Test, MRT) este aunque no esta instalado en la fundacion ni con todos los componentes del sistema de compresion, pueden ser util para cuando se comparen con los obtenidos en las puesta en servicio en planta, es muy importante usar los mismos puntos de referencias de medicion empleados en el MRT y los de planta (sitio).

- Condiciones de operación. En la puesta en servicio en sitio, las mediciones deberan realizarse cuando el compresor se encuentre en su estado estable (temperatura y presión de operación), en los diferentes casos de operación indicados en la hoja de datos de proceso (diferentes presiones, gas alternativo ej. arranque con nitrógeno N₂, condiciones de carga, etc) y si esta operando en paralelo con otro compresor, este ultimo caso es muy importante, ya que se puede transmitir vibración/pulsación de uno a otro a través del sistema de tubería.

CRITERIOS DE ACEPTACION

Las zonas de evaluación (key zones) son las definidas en la ISO 10816-6 para permitir una evaluación cualitativa de la vibración en un determinado compresor y proporcionar una guía sobre posibles acciones.

Zona A: En esta zona normalmente caen los niveles de vibración de los compresores nuevos en su puesta en servicio.

Zona B: Los compresores con vibración dentro de esta zona se consideran normalmente aceptables para funcionamiento a largo plazo.

Zona C: Los compresores con vibración dentro de esta zona se consideran normalmente

insatisfactorios para un funcionamiento continuo a largo plazo. Generalmente, el compresor puede ser operado durante un período limitado en esta condición hasta que surja una adecuada acción correctiva.

Zona D: Valores de vibración dentro de esta zona se consideran suficientemente graves para causar daños en los componentes internos del compresor.

Zona	Nivel	Descripción	Notas
A	< A/B Limite	Buena	Banco de prueba, como fue diseñado, en la instalación
B	> A/B – B/C	Aceptable	Aceptable para operación en campo
C	> B/C – C/D	Marginal	Análisis y posible corrección. Aclarar entre OEM y el operador que el compresor es adecuado para el funcionamiento seguro a largo plazo
D	> C/D Limite	Inaceptable	Corrección de inmediata o parada

Tabla 4. Definición de zonas de Evaluación
(Fuente: ISO 10816 General Guidelines, 1995)

Valores Guía para Vibraciones Aceptables. Los valores de referencia de niveles de vibración en velocidad (mm/s RMS) aceptables para compresores horizontales de acuerdo a las zonas claves indicadas en la tabla anterior se muestran a continuación y en la figuras 3 a 5.

Componentes	Compresor Horizontal, mm/s RMS		
	Zonas de Evaluación (key zones)		
	A/B	B/C	C/D
Frame (Top)	5.3	8.0	12.0
Cilindros (Lateral)	8.7	13.0	19.5
Cruceta/Frame (Rod)	10.7	16.0	24.0
Pernos de Anclajes (Fundación)	2.0	3.0	4.5
Botellas (Dampers)	12.7	19.0	28.5
Tuberías	12.7	19.0	28.5

Tabla 5. Niveles de vibración en velocidad aceptables de acuerdo a componentes y zonas
(Fuente: EFRC Guidelines, 2009)

Existen consideraciones que hay que tener presente para los valores dados en la tabla anterior con respecto a algunos componentes: **Fundación:** Los valores indicados son validos para sistemas rigidos, esto significa que el compresor debera estar montado directamente sobre la fundacion de concreto. Si el compresor esta sobre el skid, este debe ser lo suficientemente rigido y montado directamente sobre la fundacion de concreto.

Cilindros de Compresor

La fuerza del gas en el cilindro is causante de viracion en la direccion de la barra del cilindro. En general las vibraciones en la direccion de la barra son mas alta que en la direccion lateral. Las vibraciones en la direccion de la barra del cilindro causa esfuerzo de tension y compresion y consideradas generalmente menos dañinas que las vibraciones laterales, las cuales causan esfuerzos de tension, por tal razon los altos niveles de vibracion en la direccion de la barra del cilindro son permitidas que en la direccion lateral.

Damper y Tuberia

Falla por fatiga se presentan frecuentemente en conexiones de instrumentos y pequeños orificios (lineas de purga, conexiones con valvulas pesadas, etc) conectadas a los dampers y tuberias principales, atencion especial a las lineas de diametro pequeno durante las mediciones de vibracion.

Materiales de los Componentes

Tener presente que varios materiales del compresor son mas susceptibles a iniciacion de grietas (hierro fundido y algunos materiales de alta aleacion) que son mas fragil que el acero al carbon.

A continuacion la representacion grafica de los niveles aceptables de vibracion de acuerdo a la tabla 5.

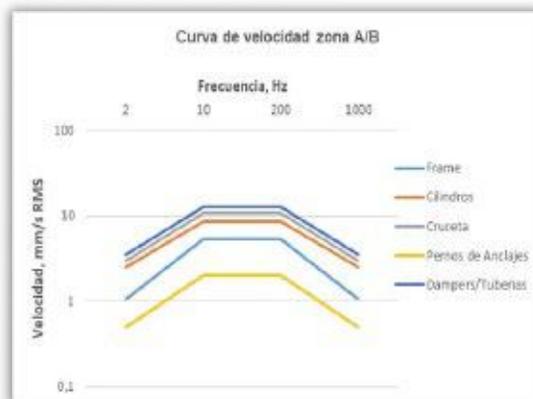


Fig 3. Curva de velocidad para la zona A/B (Fuente: EFRC Guidelines, 2009)

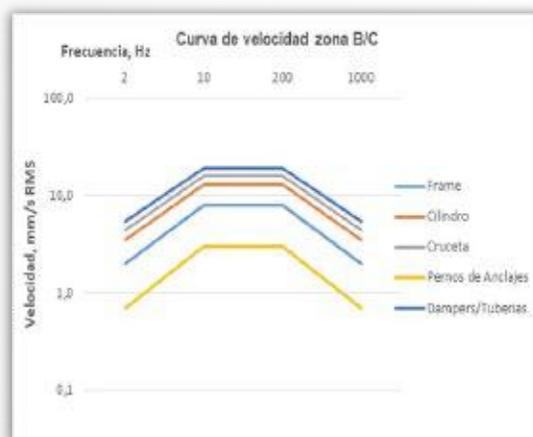


Fig 4. Curva de velocidad para la zona B/C (Fuente: EFRC Guidelines, 2009)



Fig 5. Curva de velocidad para la zona C/D (Fuente: EFRC Guidelines, 2009)

CONCLUSIONES / RECOMEDACIONES

- El registro de niveles de vibración (overall y frecuencia) deben comenzar desde las pruebas de funcionamiento en los bancos del fabricante (Mechanical Running Test, MRT), aunque esta información no es determinante, ya que el equipo no se encuentra en la fundación a la cual funcionara, es un insumo a evaluar una vez de las puesta en servicio en sitio, en caso de presentarse altos niveles de vibración y/o pulsación en las tuberías. Siempre es conveniente usar los mismos puntos de medición, de ser posible solicitar al fabricante colocar provisión para la medición con el equipo portátil (rosca para instalar el acelerómetro).

Con respecto a compresores ya en uso, es conveniente aprovechar en las reparaciones mayores (revamping) limpiar bien la zona donde se colocara el acelerómetro y marcar las posiciones para las siguientes mediciones. Muy importante el montaje y ajuste del acelerómetro en la zona de medición, ya que esto puede afectar las mediciones.

- Es de mencionar que los valores de niveles aceptables indicados en la tabla 5, no reemplaza el sistema de protección de la maquina (Machinery Protection System, MPS) que vienen por especificación del fabricante o requerimiento del comprador (dueño de la instalación), este es útil para determinar de dónde se genera la fuente de la alta vibración / pulsación en el sistema de compresión, llegar a la causa raíz del problema y tomar las medidas preventivas, especialmente para equipos considerados de alta criticidad en el proceso.

- En los compresores reciprocantes los patrones de problemas de vibración no están claramente definidos como en los equipos rotativos (compresor centrífugo, turbinas, bombas, etc.) de allí por lo que hay que

comenzar con los registros y tendencia de los puntos de medición y niveles de aceptación indicados en este documento con los equipos considerados de alta criticidad y tener presente que cada equipos tiene su comportamiento específico aun teniendo la mismas características de diseño y mismo fabricante.

REFERENCIAS

API 618 Reciprocating Compressor for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services, 5ta Edición, Diciembre 2007.

API 670 Machinery Protection System, 5ta Edición, 2014.

ISO 10816-6 Mechanical Vibration-Evaluation of Machine Vibration by Measurements on non-rotating Parts-Part 6: Reciprocating Machines with Power rating above 100 kW, First Edition 1995.

EFRC Guidelines: Guidelines for Vibrations in Reciprocating Compressor System, First Edition, 2009.

AUTOR:

MSC. ING PEDRO NAVA
Rotating & Reciprocating
Equipment Engineer

Congreso IMC 2017

La Intersección de la Confiabilidad y la Gestión de Activos

Como todos los años, Bonita Springs será el escenario de la nueva edición del Congreso Internacional de Gestión de Activos IMC para el 2017. Los líderes mundiales en Gestión de Activos, Confiabilidad, Especialistas en Monitoreo de Condiciones y los mejores profesionales del mantenimiento se darán cita en este evento, que tiene ya 30 años reuniendo a los mejores del ramo para compartir ideas, conocimientos e impulsar el desarrollo.

El evento tendrá lugar en el Hyatt Regency Coconut Point, en Bonita Springs, Florida, del 11 al 15 de diciembre del presente año. Bajo la organización de Reliabilityweb.com, Uptime Magazine y su CEO y líder Terrence O'Hanlon, el IMC 2017 permitirá a los participantes obtener perspectivas estratégicas en el negocio del mantenimiento, aprender sobre mejores prácticas, compartir nuevas ideas y beneficiarse del networking natural de este tipo de eventos.



Presentaciones y talleres en español patrocinados por La Red Confiabilidad.

Como en años anteriores, el IMC 2017 contará con una amplia oferta de talleres y cursos en español, con el fin de ofrecer una mayor franja de interacción e información al público de Hispanoamérica. En tal sentido, el martes 12 de diciembre tendrá lugar el Curso corto de La Red Confiabilidad por Félix Laboy y Jesús Laboy, Vibra, Gus Velásquez, SDT, Jason Reiner, Des-Case, y Miguel Rodríguez, de PRÜFTECHNIK. Y Gestión de Estrategia de Activos (ASM): entregar desempeño operativo predecible por Santiago Sotuyo, de ARMS Reliability.

El miércoles 13 se realizarán los cursos Estrategia de confiabilidad basada en la eficiencia energética: nueva gestión empresarial para la reducción de costos de energía y mantenimiento por Marlon Cabrera,



PROCARIBE BY Empire Gas Puerto Rico; y Cómo construir un programa de lubricación de clase mundial sin fallar en el intento por Johanna Valera, de Inter Pipeline. También se efectuarán los cursos "Tequila Doble": dos casos prácticos de monitoreo basado en condición con la mira en terminales de gas natural líquido (LGN) por Carlos Hernández Conti, de TERMINAL LNG ALTAMIRA; y Optimización del mantenimiento al tomar el riesgo como base por Víctor Blanco, de Cementos Progreso, S.A.

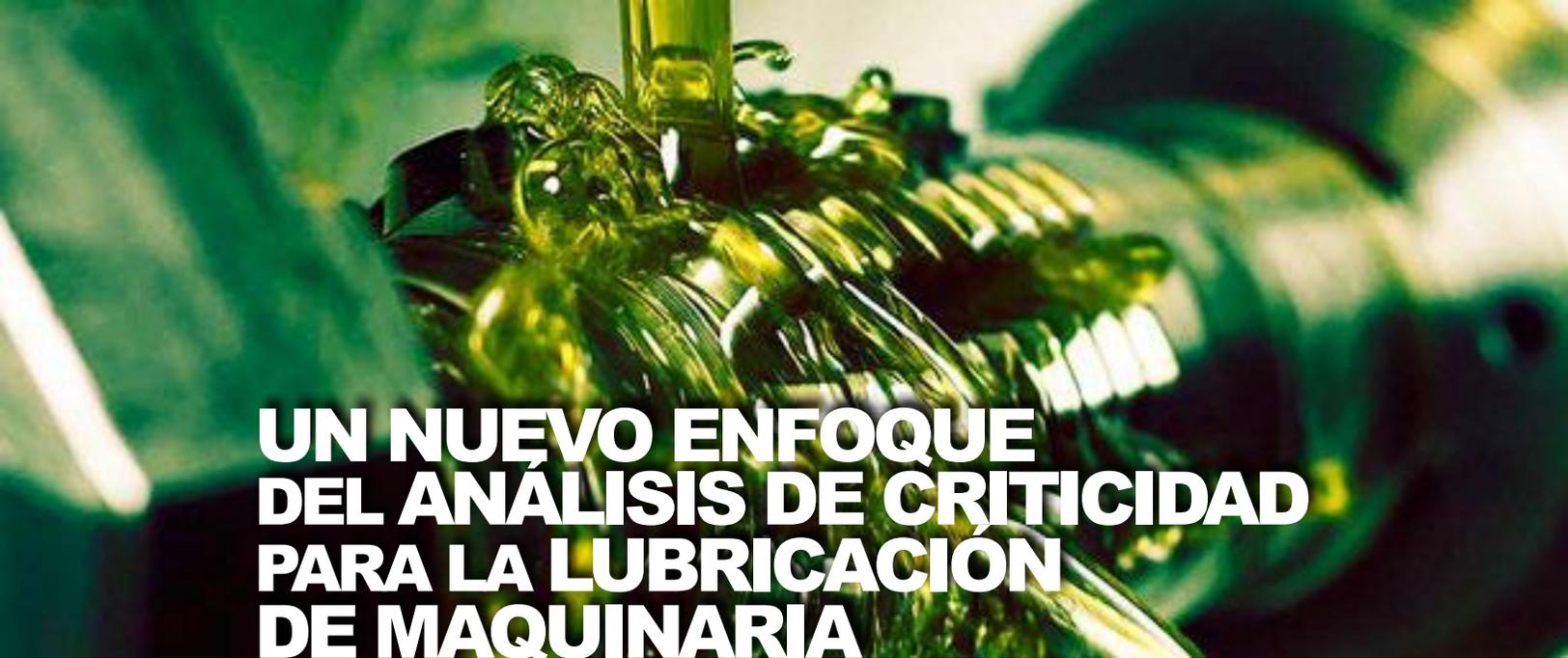
Los cursos del día 14 son: Nuestra historia: CINTAS mejora el rendimiento de sus activos netos en un 100% a través del programa de confiabilidad por Eric Ayanegui, Cintas; Aplicación de un Modelo de Gestión de Mantenimiento y Confiabilidad (MGMC): caso de estudio por Pedro Montero, Generación y Transmisión Eléctrica (Costa Rica) y Carlos Parra, INGECON; De cómo la estrategia pasa por la táctica y se pone en práctica: casos de éxito en Gestión de Activos e Ingeniería de Confiabilidad por Luis Alberto Tilleria, Schlumberger SPM Shaya; y Aplicación de herramientas Lean Seis

Sigma (LSS) para mejorar la confiabilidad en la producción de alimentos por Jarvier Navarro y Carlos Mario Padilla, Ingredion

Finalmente, el día viernes 15 de diciembre se dictará el TALLER: Innovación en el Design Thinking en gestión de activos "SAMP-ISO 55001": aprenda cómo diseñar un plan estratégico de Gestión de Activos guiado por personas que ya han desarrollado su propio plan por César Reino y Luigi Améndola, de PMM Group. Y luego se realizará el Examen "Líder Certificado en Confiabilidad (CRL)" en español.

Para más información, revisar el link:

<http://www.cvent.com/events/the-32nd-international-maintenance-conference-imc-2017-/event-summary-fed9b3510eb44a16a16015253daa324b.aspx>



UN NUEVO ENFOQUE DEL ANÁLISIS DE CRITICIDAD PARA LA LUBRICACIÓN DE MAQUINARIA

Por décadas, los estudiosos de la confiabilidad han estado haciendo hincapié en la importancia de la priorización de los nuevos avances y de las inversiones en mantenimiento con base a sus necesidades. La palabra que a ellos les gusta más utilizar es “criticidad”. Para una determinada máquina, ¿qué tan crítica es su confiabilidad? ¿Y si ha fallado repentina y catastróficamente? ¿Cuáles serían las consecuencias – pérdida de producción, reparaciones costosas, fatalidades? La criticidad es el punto de partida lógico para todas las iniciativas de confiabilidad.

Existen muchas formas para incrementar la confiabilidad y mejorar la calidad del mantenimiento. Las mejores opciones están basadas en riesgo. Después de todo, si no se reduce el riesgo, ¿para qué hacerlo? ¿Por qué gastar un dólar adicional para incrementar la confiabilidad de una máquina si esta no va a producir varios dólares a cambio?

También hay prioridades. ¿Qué se debe hacer primero, qué segundo, qué tercero y qué no se debe hacer? ¿Cómo saber cuáles máquinas tendrán un mayor retorno en dólares por incrementar la confiabilidad, cuáles tendrán un retorno marginal y cuáles no tendrán retorno alguno?

Una vez que entiende la criticidad de una máquina y su perfil de riesgo, puede trabajar inteligentemente para personalizar las mejoras. Como una guía, analice el principio de Pareto, el cual establece que el 20 por ciento de las máquinas causan el 80 por ciento de los problemas de confiabilidad. ¿Cuáles son esas máquinas?

Además, considere que el 20 por ciento de las causas de falla son responsables del 80 por ciento de las ocurrencias de las fallas. ¿Cuáles son esas causas? Se trata de precisión – mantenimiento y lubricación de precisión. Implica saber cómo tomar decisiones importantes basadas en riesgo.

He escrito recientemente sobre el Estado Óptimo de Referencia (EOR). Este es el estado prescrito de cómo debe estar configurada la máquina, sus condiciones de operación y actividades de mantenimiento requeridas para lograr y sostener los objetivos específicos de confiabilidad. Como se ha indicado, la definición del EOR requiere una definición de los objetivos específicos de confiabilidad de una máquina determinada. Definir los objetivos de confiabilidad requiere una comprensión precisa de los modos de falla y de la criticidad de la máquina.

Esto me recuerda al gerente de planta que me dijo hace años que la mejor manera de resolver los problemas de lubricación de la planta era poner lubricantes sintéticos en todas las máquinas. ¿Cree que logró el resultado deseado? ¿Pagar por un producto sintético garantiza un rendimiento superior en la confiabilidad de la máquina y en la reducción de los costos de mantenimiento? ¿Los lubricantes sintéticos solapan un mantenimiento negligente y de mala calidad? ¿Fue esta una decisión inteligente?

ENTENDER LA CONEXIÓN ENTRE LA CONFIABILIDAD Y EL RIESGO

La probabilidad de que una máquina falle tiene que ser inversamente proporcional al riesgo. No hay mejor ejemplo que la aviación comercial. Debido a que las consecuencias de la falla son extremadamente altas (muerte), la probabilidad de la falla debe ser en consecuencia muy baja (extremadamente confiable). Es el único medio práctico para disminuir el riesgo. Los responsables del mantenimiento normalmente tienen poco control sobre las consecuencias de una falla (a menudo limitada sólo a las tecnologías de detección temprana). Sin embargo, los mantenedores de la confiabilidad frecuentemente tienen un control considerable sobre la probabilidad de falla. De hecho, se puede usar el riesgo y la criticidad para desarrollar un plan maestro para la confiabilidad de las máquinas basada en lubricación. Este será el tema central de este artículo.

Comencemos con una lista de las decisiones más comunes relacionadas con la lubricación y el análisis de aceite (todos los atributos del EOR) que pueden ser personalizadas (optimizadas) entendiendo los modos de falla y la criticidad de la máquina:

- Selección del lubricante, por ejemplo, lubricantes Premium vs. Fórmulas económicas
- Filtración, incluyendo aspectos como calidad del filtro, tamaño de poro, eficiencia

de captura, ubicación y tasa de flujo

- Mantenimiento preventivo en lubricación (PMs diarias) y estrategias de inspección
- Selección de métodos de despacho y uso de lubricantes (por ejemplo: circulación, automática, niebla, etc.)
- Análisis de aceite (¿cuáles máquinas se incluyen y cuáles no?)
- Frecuencia de muestreo (semanal, mensual, trimestral, nunca)
- Selección del laboratorio y conjuntos de ensayos de análisis de lubricante
- Alarmas y límites del análisis de aceite

Todas estas decisiones y actividades deben estar dentro del alcance del Estado Óptimo de Referencia (EOR). Por esta razón, la importancia de la criticidad no debe tomarse a la ligera. Sin embargo, ha sido muy difícil lograr una forma práctica de asignar un valor de criticidad adaptado a la lubricación de la maquinaria y tribología. De hecho, los campos de la lubricación y la tribología plantean problemas y preguntas únicas relacionadas con la criticidad que normalmente no son tratados y no son comunes a otros tipos de maquinaria.

CALCULANDO LA CRITICIDAD GLOBAL DE LA MÁQUINA (CGM)

La Criticidad Global de la Máquina (CGM) es una evaluación del perfil de riesgo de una máquina que puede calcularse como un valor numérico. La CGM es lo que necesita saber y controlar. Mientras más baja la CGM, más bajo el riesgo. La CGM es el resultado de la multiplicación de dos factores: el Factor de Criticidad de la Máquina (FCM) y el Factor de Ocurrencia de Falla (FOF). El FCM está relacionado con las consecuencias de la falla de una máquina, combinando la criticidad de la misión y los costos de reparación, mientras que el FOF está relacionado con la probabilidad de que una máquina falle. Esta probabilidad está muy influenciada por las prácticas de mantenimiento y lubricación, las cuales son más controlables.

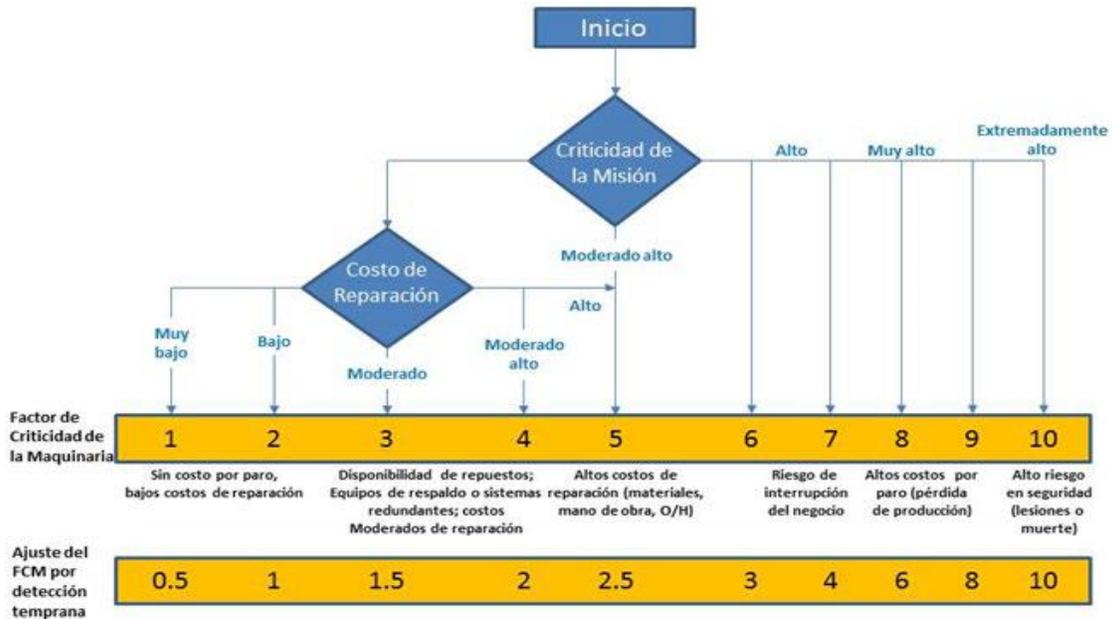


Figura 1. Factor de Críticidad de la Máquina (FCM)
(Relacionado con las consecuencias de falla de una máquina)

FACTOR DE CRÍTICIDAD DE LA MÁQUINA

En la figura 1 se muestra un método sencillo para estimar el Factor de Críticidad de la Máquina. Requiere de comprender la críticidad de la misión de la máquina y de sus costos de reparación. Aunque usted bien podría considerar esto una estimación aproximada (basada en conjeturas), es mucho mejor utilizar este método lógico que aplicar una ciencia exacta o no hacer nada.

El FCM va en una escala de 1 a 10, en donde se asigna el 10 a una críticidad extrema (alto riesgo). Se comienza por responder la pregunta de la críticidad de la misión. Las máquinas que están en un proceso crítico pueden ser responsables por la acumulación de grandes pérdidas de producción debida a fallos repentinos o prolongados. Una misión extremadamente crítica está relacionada con la seguridad (lesiones o muerte). En el caso de que exista un riesgo mínimo en la interrupción del negocio o seguridad, todavía podrían presentarse altos costos de reparación. Aunque muchos procesos tienen sistemas redundantes o equipos de respaldo en caso de que ocurra

una falla, estos sistemas no disminuyen los costos de reparación, que en algunas circunstancias pueden ser millones de dólares.

Factor de Ocurrencia de Falla (FOF)		
FACTOR DE OCURRENCIA DE FALLA	METODO A. SE CONOCE LA HISTORIA DE CONFIABILIDAD DE LA MÁQUINA	METODO B. SE DESCONOCE LA HISTORIA DE CONFIABILIDAD DE LA MAQUINA
1 Nunca	La máquina tiene una larga trayectoria, nunca ha fallado y no muestra signos de afectar la confiabilidad	
2 Rara vez	La máquina es altamente confiable, y rara vez ha fallado (+ de 15 años de vida en servicio)	
3 Raro	La máquina puede operar por más de 10 años sin fallar	
4 Poco frecuente	Se sabe que la máquina falla pero sólo después de 5 o más años	
5 Ocasionalmente	Las fallas suelen ocurrir en un rango entre 3 y 8 años	
6 Común y probable	Las fallas suelen ocurrir después de 3 a 5 años de su vida en servicio	
7 Poco frecuente	Las fallas tienden a ocurrir después de 2 a 5 años de su vida en servicio	
8 Frecuente	Las fallas tienden a ocurrir después de 1 a 3 años de su vida en servicio	
9 Muy frecuente	Las fallas ocurren frecuentemente entre 0.5 y 2 años de vida en servicio	
10 Crónica y cierta	Se espera que las fallas ocurran en menos de 1 año de su vida en servicio	

Figura 2. Use esta tabla para determinar el Factor de Ocurrencia de Falla, correspondiente con la probabilidad de la falla.

Una consideración final es el uso normal o potencial de tecnologías para la detección temprana de fallas (mantenimiento predictivo) que anuncian la ocurrencia de eventos de falla inminente o prematura. En tales casos, se pueden disminuir sustancialmente tanto los tiempos de paro como los costos de reparación. Análisis de aceite (análisis de las partículas de desgaste), vibraciones, temperatura en los cojinetes, sondas de proximidad, corriente en motores, etc., son algunas de las tecnologías que pueden brindar el beneficio de reducir el factor de criticidad de la máquina (vea el factor de ajuste en la parte baja de la figura 1, el cual aplica sólo si se utilizan sistemas de detección temprana).

FACTOR DE OCURRENCIA DE FALLA

Como se mencionó anteriormente, el Factor de Ocurrencia de Falla (FOF), se refiere a la probabilidad de falla de una máquina. Este se puede estimar utilizando el histórico de fallas de una máquina o un análisis estadístico de un grupo de máquinas idénticas. Las máquinas que son inherentemente propensas a fallar (malos actores) tienen el valor más alto en la escala de 1

a 10. Altos valores de FOF normalmente corresponden a condiciones extremas o crónicas (vea la tabla en la figura 2). Si usted tiene un buen historial de la confiabilidad de la máquina, utilice el esquema de calificación descriptivo (Método A) bajo el encabezado "Se conoce la historia de confiabilidad de la máquina". Si la confiabilidad de la máquina es desconocida o incierta, utilice el Cociente de Elementos de Confiabilidad (CEC) en la figura 3 (Método B). Este es un sistema de puntuación que muestra las causas de falla y los aspectos que controlan las fallas en las máquinas lubricadas. Lo más importante, revela la estrategia fundamental para la optimización de la confiabilidad de la máquina.

COCIENTE DE LOS ELEMENTOS DE CONFIABILIDAD

El CEC (figura 3) muestra los cinco elementos críticos para lograr una puntuación compuesta y personalizada que se utilizará para el cálculo del FOF en la figura 2. Profundiza en las raíces de las causas que originan una mayor o menor probabilidad de falla de una máquina. Vamos a discutir estos elementos comenzando por la parte superior y bajando hasta completarla.

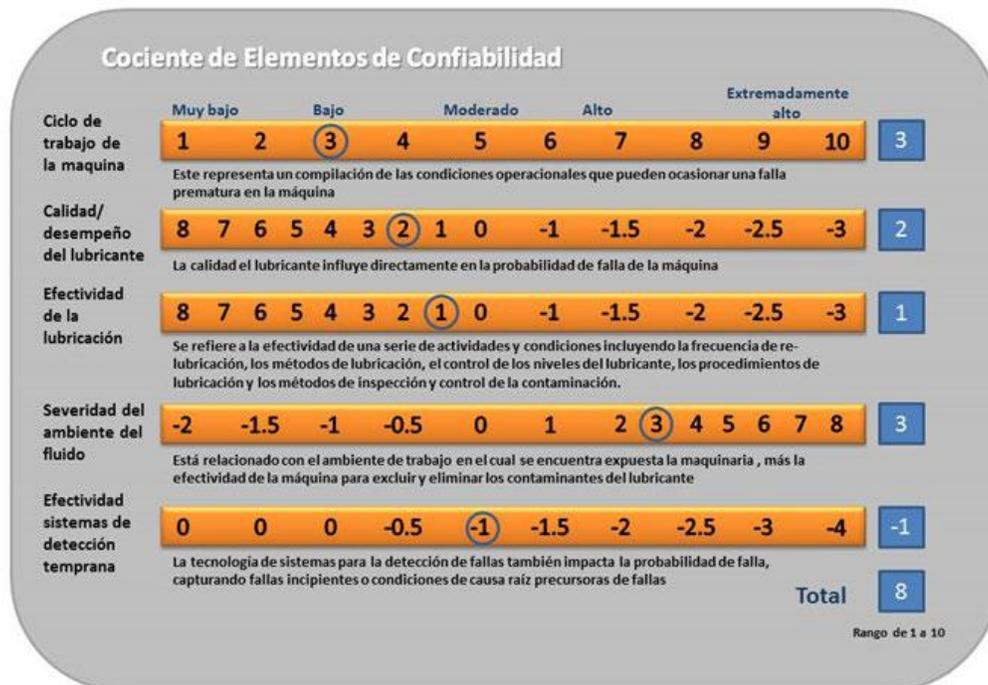


Figura 3. Un ejemplo del cociente de los elementos de confiabilidad pre-EOR.

- **Ciclo de trabajo de la máquina**

El trabajo de la máquina es una compilación de las condiciones operacionales que pueden ocasionar una falla prematura. Las máquinas con una alta puntuación son aquellas que operan en o más allá de sus cargas nominales (indicadas en el manual del fabricante), a alta presión, a alta velocidad y están expuestas a altas cargas de choque o ciclos de trabajo (intermitentes), y poseen otras condiciones mecánicas similares.

- **Calidad/desempeño del lubricante**

Un lubricante bien seleccionado extiende la vida útil de la máquina, mientras que uno pobremente seleccionado la acorta. Los beneficios de un buen lubricante no son sólo reducir la fricción y el desgaste, sino también proteger la máquina contra la corrosión, el aire atrapado, la formación de depósitos y la falta de lubricante. Por lo tanto, la calidad del lubricante influye directamente en la probabilidad de falla de la máquina.

- **Efectividad de la lubricación**

Muchas máquinas fallan debido a una pobre lubricación más que por un mal lubricante. La lubricación se refiere a una serie de actividades y condiciones entre las que se incluyen la frecuencia de re-lubricación, los métodos de lubricación, el control de los niveles de lubricante, los procedimientos de lubricación y los métodos de inspección y control de la contaminación.

- **Severidad del ambiente del fluido**

Esto está ampliamente relacionado con el control de contaminación. La contaminación compromete la calidad del lubricante y la condición de la lubricación. Está relacionado con el ambiente de trabajo en el cual se encuentra expuesta la maquinaria (y la severidad de dicha exposición), más la efectividad de la máquina para excluir y eliminar los contaminantes del lubricante. Las máquinas

que son bombardeadas con tierra, agua, materiales corrosivos, ambientes fríos/calientes y químicos del proceso tienen un ambiente de trabajo muy severo para el fluido.

- **Sistemas de detección temprana**

La tecnología para la detección temprana de fallas también impacta la probabilidad de falla. Esto se logra capturando fallas incipientes o condiciones de causa raíz precursoras de fallas. El análisis de aceite y las inspecciones diarias de la maquinaria son extremadamente eficaces en la detección temprana de fallas de una serie de problemas.

El cociente de los elementos de la confiabilidad es un cuadro de mando que contiene los cinco factores. Para cada elemento, el rango de la puntuación va de izquierda a derecha, desde muy baja (extremo izquierdo) hasta extremadamente alta (extremo derecho). La escala numérica cambia para cada factor. La mejor manera de usar el CEC es encerrando en un círculo el valor asignado para cada factor y luego escribir el valor en el recuadro de la derecha. La puntuación total se coloca en la parte inferior. En el ejemplo, la puntuación total es 8, lo que significa que la máquina tiene una elevada probabilidad de falla.

MATRIZ DE CRITICIDAD GLOBAL DE LA MÁQUINA Y REDUCCIÓN DEL RIESGO DE SU PLANTA

La CGM se puede ver mejor por medio de una matriz. En la figura 4 se muestra sobre el eje de las X el FCM y sobre el eje de las Y el FOF. La intersección en los cuadrados revela el valor de la CGM (como resultado de la multiplicación del FCM y el FOF). La matriz tiene 5 zonas de color que representan las zonas actuales de riesgo (la ubicación de estas zonas en la cuadrícula puede personalizarse). El mayor riesgo está representado por el color rojo. Seguido del naranja, amarillo, verde y finalmente azul.



Figura 4. La matriz de Criticidad Global de la Maquinaria (CGM) incluye el Factor de Criticidad de la Máquina (FCM) sobre el eje de las X, el Factor de Ocurrencia de Fallas (FOF) sobre el eje de las Y, y cinco zonas de riesgo, cada una representada por un color diferente

ATRIBUTOS DE DESEMPEÑO DEL EOR		ELEMENTOS CONTROLADORES DE LA CONFIABILIDAD				
		CONDICIONES DE OPERACIÓN*	CALIDAD/DESEMPEÑO DEL LUBRICANTE	EFFECTIVIDAD DE LA LUBRICACIÓN	SEVERIDAD DEL AMBIENTE DEL FLUIDO	EFFECTIVIDAD DE LOS SISTEMAS DE DETECCIÓN TEMPRANA
Atributos del Lubricante	Optima selección del lubricante y el proveedor		●		○	
	Recepción, identificación, envases, almacenamiento y manejo de lubricantes		●		◐	
Atributos de Lubricación	Intervalos óptimos de cambio de aceite y re-engrase		●			
	Óptima selección, documentación y uso de los MPs, tareas y procedimientos en lubricación y análisis de lubricantes			●		◐
Atributos de la Máquina	Correcta selección y ubicación de filtros				●	●
	Correcta selección y ubicación de todos los indicadores de nivel y mirillas de inspección			●		●
	Correcta selección y ubicación de válvulas de muestreo		○	◐	◐	●
	Óptima selección de respiradores y accesorios para el manejo del espacio superior de tanques				●	
	Herramientas y accesorios adecuados para la re-lubricación y el lavado de máquinas		◐			
	Óptima selección de sellos y dispositivos para el control de las fugas			◐		
Atributos del Análisis de Aceite	Óptima selección y uso de sellos para controlar el ingreso de contaminantes				●	
	Diseño y ejecución del programa de análisis de lubricantes		●	●	●	●
Atributos de la Gente y del Programa de Gestión	Entrenamiento en conocimiento, desarrollo de habilidades y evaluación de competencias		●	●	●	●
	Uso óptimo de métricas y KPIs del programa de lubricación		◐	●	◐	●
	Óptima gestión del programa, de los datos y de los sistemas de trabajo		◐	◐	◐	◐

* La influencia del diseño y control de los procesos, no está relacionada usualmente con el mantenimiento

Figura 5. Esta tabla muestra cómo los atributos de desempeño del EOR (Estado Óptimo de Referencia) influyen directamente en el Cociente de los Elementos de Confiabilidad (CEC)

Las máquinas que caen entre las zonas naranja y roja son objeto de atención inmediata. Esto se hace mejor disminuyendo los valores de riesgo en uno o más de los cuatro elementos “que controlan” la confiabilidad (ver figura 3), los cuales son subcomponentes del FOF. Estos son calidad/desempeño del lubricante, efectividad de la lubricación, la severidad del ambiente del fluido y la efectividad de los sistemas de

detección temprana.

Este es exactamente el propósito del Estado Óptimo de Referencia (EOR). La figura 5 muestra cómo los atributos de desempeño clave del EOR influyen en los elementos que controlan la confiabilidad, los cuales a su vez influyen sobre la criticidad global de la máquina. Como se puede apreciar, todo está interrelacionado.

Adicionalmente, el análisis de modo y efecto de falla (FMEA o AMEF) puede ser usado para asignar prioridad a las mejoras de los atributos del EOR. Para mayor información sobre cómo el FMEA o AMEF aplica a la lubricación de maquinaria, vea el artículo publicado en www.machinerylubrication.com/Read/17/fmea-process.

		FACTOR DE CRITICIDAD DE LA MAQUINA									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
FACTOR DE OCURRENCIA DE FALLA	1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	2	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
	3	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30
	4	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
	5	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
	6	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60
	7	7	14	21	28	35	42	49	56	63	70
	8	8	16	24	32	40	48	56	64	72	80
	9	9	18	27	36	45	54	63	72	81	90
	10	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100

Figura 6. Esta matriz de la CGM ilustra cómo se puede disminuir el perfil de riesgo de una máquina de 40 a 5, realizando mejoras en la selección del lubricante, métodos de lubricación, control de contaminación y análisis de aceite

Es lógico que todas las iniciativas de confiabilidad conlleven el ajuste (mejoras) en CGM. Normalmente, esto implica una serie de modificaciones en los atributos de desempeño del EOR, tal y como se muestra en la figura 5. Se incluyen modificaciones a la maquinaria, cambios en la selección del lubricante, mejoras en las habilidades de las personas, modificaciones a los procedimientos y otras. "Optimizando" el plan maestro de modificaciones con el uso del FMEA o AMEF y un análisis de criticidad se puede lograr el perfil de riesgo más bajo o la CGM al menor costo posible.

Un ejemplo de esto se puede observar en las figuras 6 y 7. Realizando modificaciones en la selección del lubricante, los métodos de lubricación, control de contaminación y análisis de aceite, el factor de ocurrencia de falla se puede mejorar de 8 a 1. Para una máquina que tiene un factor de criticidad de 5, esto lleva el perfil de riesgo desde 40 (zona naranja, de alto riesgo) a 5 (zona azul, de bajo riesgo).

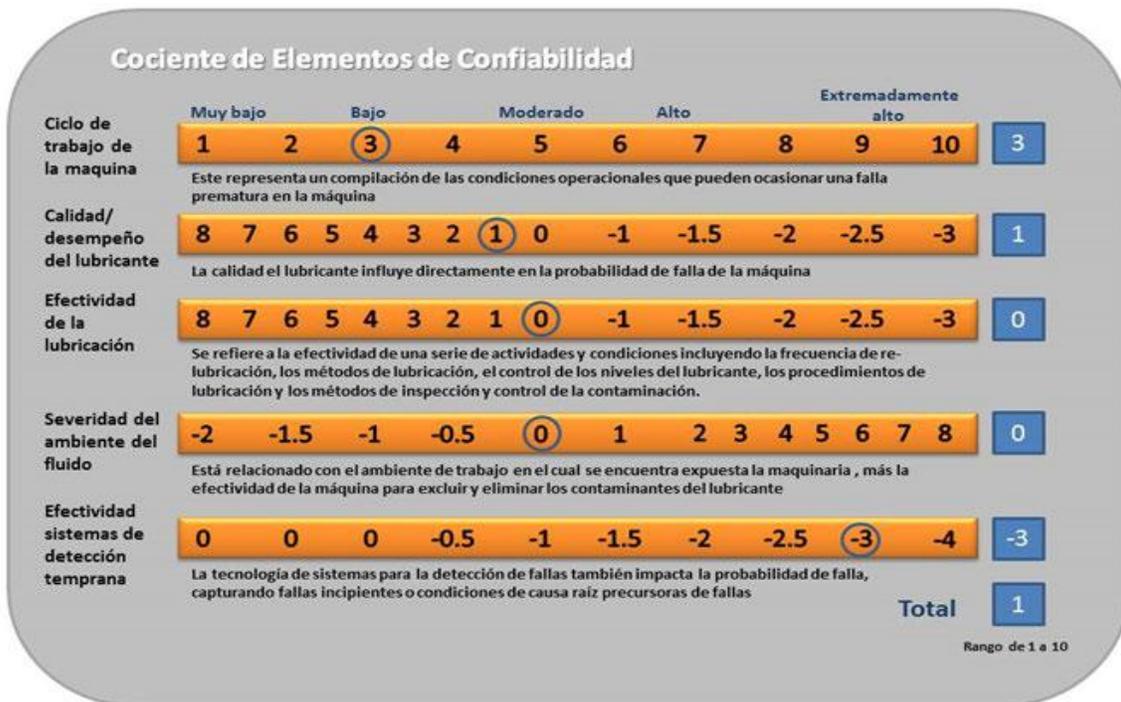


Figura 7. Esta gráfica del cociente de elementos de confiabilidad del EOR muestra cómo el Factor de Ocurrencia de Falla (FOF) mejoró de 8 a 1 luego de realizar algunas modificaciones

¿QUÉ SIGNIFICA TODO ESTO?

En la edición de enero-febrero del 2013 de la revista Machinery Lubrication, escribí sobre el Ciclo de Adopción de la Tecnología y los impedimentos para adoptar el estado óptimo de referencia. La gente, en especial los gerentes, “van sobre seguro”. Si ellos no entienden que el riesgo y las recompensas están relacionados con la confiabilidad de la máquina, estarán reacios a aceptarlo y adoptarlo. La forma de hacer la lubricación continuará “como siempre lo han hecho”. Esta es la cruda realidad, pero puede ser cambiada.

Un excelente punto de partida es desarrollar un perfil de riesgo actual de su maquinaria crítica (pre-EOR). Esto revelará las oportunidades de mejoras de fácil consecución que nadie parecía notar su existencia. Óptimo es indefendible sin entender el riesgo. Utilizando las herramientas aquí descritas, usted no sólo entenderá el riesgo (criticidad y ocurrencia), sino que también obtendrá un plan sólido para reducir del riesgo en su planta. No deje de capitalizar las riquezas que se pueden obtener transformando el estado óptimo de referencia de sus máquinas.

$$*CGM = FCM \times FOF$$

	PRE-EOR	POST-EOR
Factor de Criticidad de la Máquina (FCM)	5	5
Factor de Ocurrencia de Falla (FOF)	8	1
Ciclo de trabajo de la máquina	3	3
Calidad/desempeño del lubricante	2	1
Efectividad de la lubricación	1	0
Severidad del ambiente del fluido	3	0
Efectividad de sistemas de detección temprana	-1	-3
Criticidad Global de la Máquina (CGM)*	40	5
Zona CGM	Naranja	Azul
Riesgo CGM	Alto riesgo	Bajo riesgo

Figura 8. Ilustra cómo se puede disminuir el riesgo llevando la máquina a su Estado Óptimo de Referencia (EOR)

AUTOR:
JIM FITCH
Noria Corporation

Traducción:
Francisco J. Páez Alfonso



Entrevista a: **Vanesa Pirani**

Entrevista a Vanesa Pirani, miembro de la Sociedad Latinoamericana de Facility Management en Argentina y participará representando a la SLFM en CIFMers Latam en Buenos Aires y comparte con nosotros su visión del FM y del papel de las asociaciones.

Entrevista realizada por CIFMERS GLOBAL
y reproducida por **Predictiva21**.

Texto y Fotos:
CIFMERS

1 ¿Cómo es actualmente la situación del FM en Argentina y hacia dónde va en los próximos años?

Si bien no existen estadísticas o indicadores formales, podemos decir que es notable cómo, aunque aún con muchas variantes locales, tanto empresas internacionales como locales, salen a buscar o implementan este servicio tanto a través de empresas especializadas como con equipos internos.

Con esto podemos decir que el concepto está mucho más presente que hace un tiempo atrás, cuando ni siquiera se entendía el significado de la palabra.

Con miras a futuro podemos decir que la evolución es positiva y creciente.

Por un lado se presenta una mayor confianza del mercado internacional que hace que muchas empresas internacionales con asiento en Argentina confirmen sus operaciones y trasladen sus demandas de FM internacionales al mercado local.

Y por otro la necesidad de las compañías de generar eficiencias reflejadas en ahorros, lo que hace que, en mercados con características como el nuestro con una economía tan variante, el rol del FM tenga un valor diferencial.

2 Desde su posición en la SLFM, ¿qué actividades tiene la sociedad para fortalecer el posicionamiento del Facility Management en la región?

La SLFM tiene su base en Argentina y como tal ha sido el ámbito a donde se han concentrado las actividades.

Si bien hemos comenzado con relaciones en otros países, podríamos decir que es un proyecto en desarrollo.

3 ¿Qué beneficios tiene para un Facility Manager pertenecer a una asociación de FM?

Como primer punto la agrupación y el acercamiento a sus pares y a las experiencias de mercado que se puedan compartir.

Asimismo la SLFM busca ser un ámbito de actualización permanente, acción que se genera a través de las jornadas de actualización periódicas.

Es importante indicar, como lo decimos siempre, que esta actividad no tiene una capacitación formal o académica, por lo que ámbitos como este y las reuniones o eventos que se generan a través de ella permiten agrupar profesionales que se dedican a esta actividad en diferentes sectores, industrias y roles, por lo que naturalmente se posiciona como un sector para la formación continua.

4 La SLFM participará en el gathering de asociaciones que se celebrará en CEFMers Latam, ¿qué expectativas tienes de esa reunión con otras asociaciones internacionales?

MUCHAS.
Resulta interesante entender cómo se están manejando en otros países y qué tipo de acciones se están llevando adelante para poder continuar alimentando nuestras bases en pro del desarrollo de la SLFM local y la plataforma para la expansión hacia los otros países de la región tal como sucedió en los encuentros anteriores.

Sin mencionar la red de experiencias cruzadas y contactos que este tipo de encuentros permite generar.



MODELAJE ELASTOMÁSICO DEL ROTOR DE UNA TURBINA A GAS

El primer paso para hacer una auditoría rotodinámica a una turbomáquina, consiste en modelar el rotor. Sin embargo, no está establecida una metodología estándar para este propósito, situación que dificulta el modelar rotores de geometría compleja.

Este trabajo presenta la construcción y validación de un modelo elastomásico del rotor de una turbina a gas que está sometida a una auditoría rotodinámica.

La generación del modelo requirió hacer registros dimensionales e inerciales (usando planos del fabricante en unos casos y mediciones en otros) de componentes individuales y subensamblajes. Por su parte, la validación fue hecha progresivamente, haciendo coincidir primero los parámetros estáticos (peso y centro de gravedad) del modelo con los medidos en campo, para luego hacer coincidir los autovalores y autovectores simulados con el programa CRTSP2 de velocidades críticas de la Universidad de Virginia (ROMAC), con aquellos medidos en una prueba de impacto.

DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

La turbina objeto de este trabajo es del tipo industrial accionada a gas, y con 44 años en operación. El rotor pesa 5400 kg y mide 4 m entre cojinetes. Entrega 9600 hp ISO a 6200 rpm. Su servicio es accionamiento de un compresor centrífugo de gas.

Lagoven, S.A., filial de petróleos de Venezuela (PDVSA), posee un total de 42 de estas turbinas distribuidas en tres (3) plantas compresoras de gas natural costa afuera, apoyando la extracción de crudo por levantamiento artificial y la producción de GLP a través de un ciclo de refrigeración.

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA ROTODINÁMICO

El balanceo en sitio de estas turbinas, como

parte del mantenimiento mayor, toma aproximadamente dos (2) días en ser ejecutado. Sin embargo, algunos rotores presentan un comportamiento atípico en su respuesta al desbalance, requiriendo así hasta cuatro (4) días de labor para ser balanceados.

Tomando en cuenta que cerca de diez (10) turbinas son balanceadas cada año, se plantea entonces la necesidad de desarrollar un método analítico de balanceo en sitio, que permita balancear en forma confiable y rápida (1 día) estas turbinas, haciendo uso del estado del arte en herramientas computacionales en el área de dinámica de rotores. Esto representaría un ahorro mínimo de dos (2) semanas de labor al año, con el correspondiente incremento de producción. La dificultad para balancear esta influenciada por el hecho que la máquina opera cerca de la tercera velocidad crítica. Están

disponibles en sitio sólo tres (3) de los cuatro (4) planos de balanceo existentes en el rotor.

DESCRIPCIÓN DEL ROTOR

La Figura 1 es un diagrama del rotor donde sólo se muestran las zonas de interés (se excluyen los extremos). Las dieciséis (16) etapas de compresión son anillos fijados con ajuste prensado a un eje sólido que termina en un diafragma de forma acampanada. Por su parte, las cinco (5) etapas de potencia son discos unidos entre si a través de acoples cúbicos que permiten la dilatación térmica.

Una sección tubular, llamada tubo de torque, conecta las etapas de potencia con el diafragma a través de una brida. La sección constituida por el tubo de torque y las etapas de potencia se mantiene unida por efecto de diez (10) pernos largos. Los extremos (no mostrados) van fijados también con tornillos al rotor.

Adicionalmente se muestran los planos de balanceo espaciados uniformemente a lo largo. La Figura 1 presenta las estaciones de masa del modelo (70 en total), que fueron seleccionadas de acuerdo a los elementos mecánicos de interés presentes en el rotor.

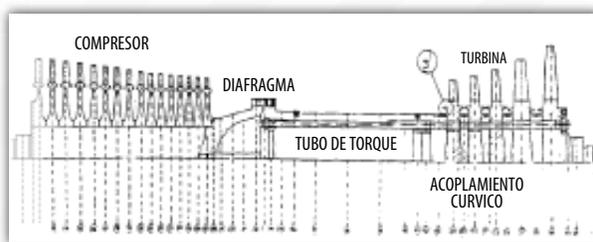


Figura 1.- Diagrama de las Zonas Centrales del Rotor

Uno de los objetivos ulteriores de este trabajo es determinar cómo influyen en la dinámica de este rotor la gran cantidad de uniones apernadas.

REPRESENTACIÓN ELASTOMÁSICA

La Figura 2 es una representación del modelo del rotor del tipo masas concentradas y eje sin

masa. El proceso de modelaje redujo todo a una colección de anillos y discos equivalentes, unidos axialmente.

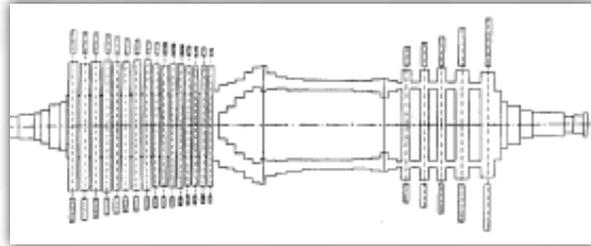


Figura 2.- Representación Elastomásica del Rotor

Los álabes, de distribución discreta, conservan su geometría original, pero convertidos en anillos continuos de densidad reducida. Las ruedas del compresor fueron convertidas en anillos lisos, montados sobre el eje sólido. El diafragma quedó conformado por una colección de anillos de diferentes diámetros.

Etapas de Compresión

La geometría y las propiedades inerciales y elásticas de las ruedas del compresor eran desconocidas. El tratamiento consistió en dividir una rueda genérica en las 19 particiones mostradas en la Figura 3, para luego parametrizar los cálculos volumétricos e inerciales de las 16 etapas diferentes. En la Figura 2 se observan los anillos lisos equivalentes, con diámetros ligeramente reducidos por efecto de las curvaturas de las ruedas originales.

El ajuste prensado de las ruedas sobre el eje, fue modelado usando el diámetro exterior de las ruedas como diámetro para la rigidez del rotor.

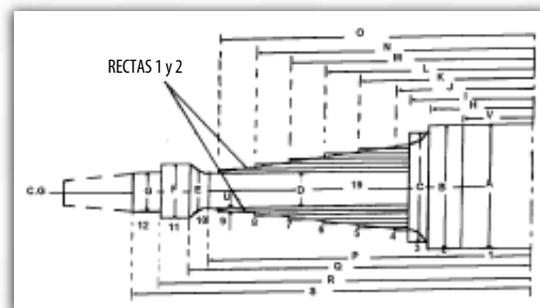


Figura 3.- Partición de las Ruedas del Compresor Axial

Diafragma

El diafragma es una pieza formada por dos conos de diferentes pendientes, tal como se aprecia en la Figura 4. Se desarrollaron las ecuaciones cartesianas de los dos conos, (curvas F1 y F2) para calcular el volumen del diafragma por métodos integrales.

Se hizo coincidir el volumen de las cinco (5) particiones mostradas en la Figura 4, con el volumen calculado previamente. Dichas particiones fueron hechas de manera arbitraria, con la intención ulterior de ubicar las estaciones 28 a 32 en sus centros. Finalmente se calcularon los diámetros axialmente equivalentes entre las estaciones 28 a 32.

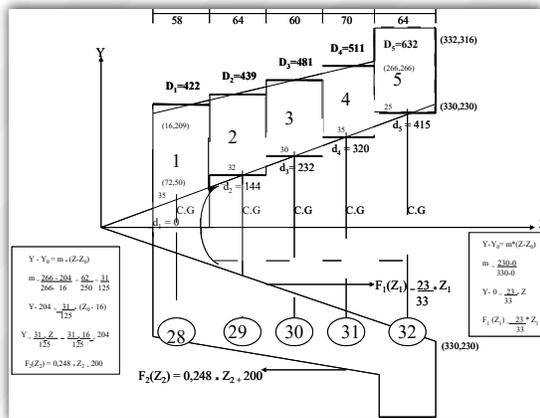


Figura 4.- Geometría y Partición del Diafragma

Diámetros Axialmente Equivalentes. Un Hallazgo

Durante el desarrollo de este trabajo se desarrolló una fórmula simple y útil para el cálculo de un diámetro equivalente para una sección de eje con varios cambios de diámetros, a saber:

$$\phi_{eq}^4 = \frac{\sum_{i=1}^m \phi_i^4 l_i}{\sum_{i=1}^m l_i} \quad \text{Ec. 1}$$

donde,
 ϕ_{eq} = diámetro axialmente equivalente de la sección

- ϕ_i = diámetro de la subsección i
- l_i = longitud de la subsección i
- m = nro. de diferentes diámetros en la sección

Este procedimiento se ajusta dentro del 2% al procedimiento del área bajo la curva del momento flector, con la gran ventaja que es extremadamente rápido.

Ensamblaje Apernado. Tubo de Torque y Acoples Cúrvicos

El ensamblaje apernado comprende lo correspondiente al tubo de torque y las etapas de potencia (ver Figura 1) y está caracterizado por poseer diez (10) pernos largos que lo mantienen axialmente unido.

Invariabilidad del Momento Transversal de Inercia con Respecto al Giro del Rotor

Se consideró conveniente verificar el comportamiento inercial y elástico del ensamblaje tubo de torque-pernos y del ensamblaje acoples cúrvicos-pernos antes de reducir estos ensamblajes a anillos equivalentes.

En las Figuras 5 y 6 se presenta al ensamblaje apernado en dos posiciones diferentes durante el giro. El momento transversal de inercia de los diez (10) pernos con respecto a un eje horizontal, esta dado por la Ecuación 2 para un ángulo *1 variando entre 0 y 36 °:

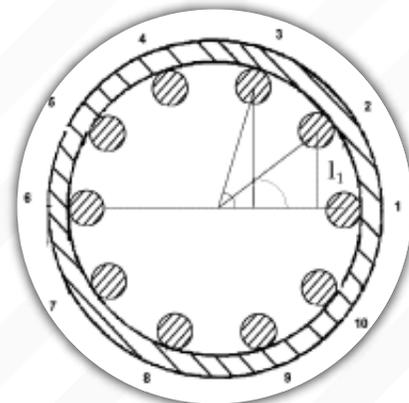


Figura 5.- Parámetros para el Cálculo del Momento Transversal de Inercia de la Zona Apernada – Posición Angular 1

$$I_{tx} = 10 I_o + 2m (l_1^2 + l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 + l_5^2)$$

$$L_i = E/2 \operatorname{sen} \alpha_i$$

$$\alpha_1 \in [0 ; 36^\circ]$$

$$\alpha_2 = 36 + \alpha_1$$

$$\alpha_3 = 72 + \alpha_1$$

$$\alpha_4 = 108 + \alpha_1$$

$$\alpha_5 = 144 + \alpha_1$$

Ec. 2

Para evitar desarrollos trigonométricos tediosos, se desarrolló la Tabla 1 mostrando el resultado de calcular I_{tx} para varios valores de α_1 . Obsérvese que el momento transversal de inercia se mantiene constante a medida que el rotor gira.

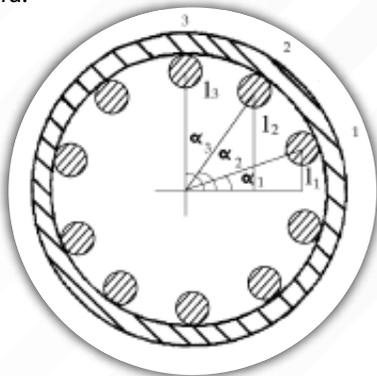


Figura 6.- Parámetros para el Cálculo del Momento Transversal de Inercia de la Zona Apernada – Posición Angular 2

α [°]	It_0 [Kg.cm ²]	It_1 [Kg.cm ²]	It_2 [Kg.cm ²]	It_3 [Kg.cm ²]	It_4 [Kg.cm ²]	It_5 [Kg.cm ²]	It_x [Kg.cm ²]
0	3706	0,00	1636	4284	4284	1636	60751
5	3706	35	2038	4497	4013	1256	60751
10	3706	142	2451	4645	3693	910	60751
15	3706	317	2861	4724	3331	608	60751
20	3706	554	3255	4731	2941	359	60751
25	3706	846	3623	4666	2533	172	60751
30	3706	1184	3953	4532	2120	51	60751
35	3706	1558	4235	4332	1715	1	60751

Tabla 1.- Invariabilidad del Momento de Inercia Transversal con el Angulo

Anillos Equivalentes

La estrategia de modelaje en este caso fue convertir cada zona del tubo de torque, sin cambios de diámetros, en un anillo equivalente desde el punto de vista elástico e inercial, ver

Figura 7. Esto se logró igualando el momento transversal de inercia y el momento de área de segundo orden de la configuración real, con los correspondientes del anillo modelo equivalente.

Definimos:

I_{ar} = Momento de área de segundo orden. Configuración real.

I_{am} = Momento de área de segundo orden. Anillo equivalente.

I_{tr} = Momento transversal de inercia. Configuración real.

I_{tm} = Momento transversal de inercia. Anillo equivalente.

$$I_{ar} = \pi(A^4 - B^4)/64 + 10\pi C^4/64 + \pi C^2(l_1^2 + l_2^2) \quad \text{ec. 3}$$

$$I_{am} = \pi(D^4 - d^4)/64 \quad \text{ec. 4}$$

$$I_{tr} = \pi(A^2 - B^2)L\rho(3A^2 + 3B^2 + 4L^2)/192 + 10\pi C^2L\rho(3C^2 + 4L^2)/192 + \pi C^2L\rho(l_1^2 + l_2^2) \quad \text{ec. 5}$$

$$I_{tm} = \pi(D^2 - d^2)L\rho(3D^2 + 3d^2 + 4L^2)/192 \quad \text{ec. 6}$$

Haciendo:

$$\text{ec. 3} = \text{ec. 4, y}$$

$$\text{ec. 5} = \text{ec. 6,}$$

obtenemos un conjunto de dos ecuaciones con dos (2) incógnitas, D y d (Figura 7), cuya solución es:

$$2d^2 = [A^4 - B^4 + 10C^4 + 64C^2(l_1^2 + l_2^2)]/(10C^2 + A^2 - B^2) - (10C^2 + A^2 - B^2) \quad \text{ec. 7}$$

$$D^4 = P^4 + A^4 - B^4 + 10C^4 + 64C^2(l_1^2 + l_2^2) \quad \text{ec. 8}$$

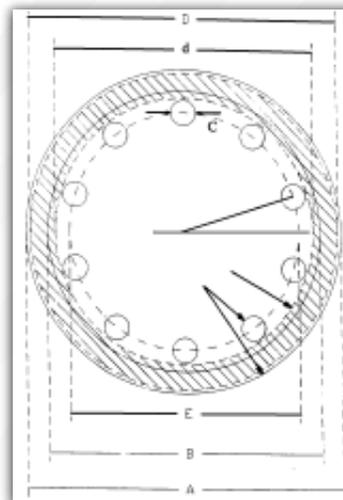


Figura 7. Sección del Ensamblaje Apernado – Diámetros Equivalentes

Se observa en las Ecuaciones 7 y 8 que D y d son independientes de la longitud del tramo en cuestión, tal como era esperado. Por lo tanto, se pueden reducir todas las porciones del tubo de torque y acoples cúbicos a anillos equivalentes con diámetros obtenidos a partir de las Ecuaciones 7 y 8.

Verificación de la Conservación de la Masa

Despejando $(I_1^2 + I_2^2)$ de las Ecuaciones 7 y 8, e igualando se obtiene:

$$(D^2 - d^2)\pi/4 = (A^2 - B^2)\pi/4 + 10C^2\pi/4 \quad \text{ec. 9}$$

lo cual expresa, en términos de área (S) de la sección transversal que

$$S_{\text{anillo equiv.}} = S_{\text{tubo de torque}} + S_{10 \text{ pernos}}$$

o lo que es igual decir, para una L (longitud) y una ρ (densidad) arbitrarios,

$$\text{masa}_{\text{anillo equiv.}} = \text{masa}_{\text{tubo de torque}} + \text{masa}_{10 \text{ pernos}}$$

Etapas de Potencia

De las ruedas de las etapas de potencia eran conocidas solamente las propiedades elásticas (tipo de acero). La geometría fue medida in situ y las propiedades inerciales fueron calculadas.

El tratamiento consistió en dividir una rueda genérica en las 11 particiones mostradas en la Figura 8, para luego parametrizar los cálculos volumétricos e inerciales de las 5 diferentes etapas. Se tomó en cuenta que, en este caso la rueda constituye en sí el eje elástico, razón por la cual la zona del acople cúbico fue separada de la rueda. Se definieron tres (3) estaciones de masa en cada rueda para evitar el uso de diámetros equivalente entre secciones disímiles, ver Figura 1.

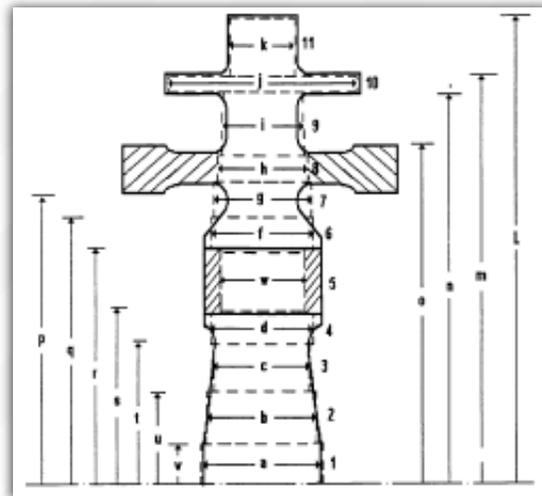


Figura 8.- División en Anillos de las Ruedas de Potencia

En la Figura 2 se observan los discos lisos equivalentes, con diámetros ligeramente reducidos por efecto de las curvaturas de las ruedas originales.

Álabes

El siguiente tratamiento fue aplicado por igual a todos los álabes de rotor.

La distribución discreta de los álabes fue modelada como un anillo continuo de densidad reducida, manteniendo la misma proyección tangencial y el mismo radio de giro. Esto puede observarse en la Figura 2, donde el perfil de los álabes aparece separado de sus ruedas por efecto de la disminución en los diámetros mencionada anteriormente.

Solamente la mitad del peso medido in situ fue asignada a la zona expuesta del álabe.

VALIDACIÓN ESTÁTICA. MASA Y CENTRO DE GRAVEDAD GLOBALES

En la primera comparación entre el rotor modelo y el real, se obtuvieron diferencias de 44 kg en peso y 10 mm en la ubicación del centro de gravedad. La calibración se hizo agregando esos 44 kg de masa a la estación 11, primer plano de balanceo, ya que inicialmente se

desconocía su volumen (geometría) y masa. De esta manera el centro de gravedad del modelo coincidió casi exactamente con el medido.

En las Tablas 2 y 3 se puede apreciar que el error estático del modelo, después de la calibración, es despreciable.

	MEDIDO	CALCULADO
Masa (kg)	3064	3064
C.G. (mm)	1464	1463

Tabla 2.- Comparación entre los Centros de Gravedad Medido y Calculado de la Mitad Fría Después de Hacer los Ajustes

	MEDIDO	CALCULADO
Masa(kg)	1950	1960,59
C.G (mm)	1126	1130

Tabla 3.- Comparación entre los Centros de Gravedad Medido y Calculado de la Mitad Caliente Después de Hacer los Ajustes

VALIDACIÓN DINÁMICA

Prueba de Impacto

El problema de balanceo implica hacer un análisis dinámico que evalúe la ubicación de los planos de balanceo existentes con respecto a los tres (3) primeros modos de vibración. Por esta razón es importante que el modelo reproduzca con precisión tanto las velocidades críticas, como sus modos de vibración asociados.

La prueba de impacto sobre el rotor se realizó con la intención de determinar sus frecuencias naturales y modos de vibración libre-libre, y validar los correspondientes del modelo elastomástico construido.

El rotor completo (con álabes instalados) fue suspendido horizontalmente con cuerdas verticales en los muñones. El rotor fue instrumentado colocando siete (7) acelerómetros uniformemente espaciados a todo lo largo, y conectados a un sofisticado analizador de ocho (8) canales simultáneos. El octavo canal del analizador fue conectado a un

martillo instrumentado, que fue utilizado para golpear al rotor, excitar sus vibraciones libre-libre, y medirlas.

La Figura 9 presenta la función de transferencia obtenida de promediar diez (10) respuestas en este ensayo. Los tres (3) primeros picos corresponden a las tres primeras frecuencias naturales en modo libre-libre, que fueron las utilizadas para calibrar/validar el modelo.

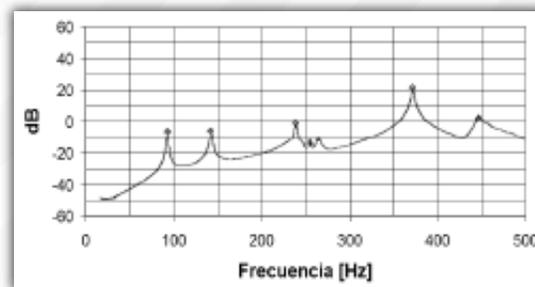


Figura 9.- Frecuencias Naturales Obtenidas de la Prueba de Impacto

Calibración del Modelo

Las premisas establecidas antes de calibrar el modelo fueron las siguientes:

- La geometría del rotor era cierta.
- La metalurgia del rotor era incierta.
- El efecto del ensamblaje era incierto.

El proceso de calibración se realizó en tres (3) pasos. En el primero, se analizó la sensibilidad de la respuesta del rotor ante los cambios en el módulo de elasticidad (ME) del ensamblaje apernado (tubo de torque + discos de potencia), estaciones 33 a 63, utilizando el ME del acero Inconel X750 (material de los pernos) y el ME del acero Discaloy (material de los discos). Se llegó a la conclusión de que el Discaloy reproduce mejor el comportamiento del rotor.

En un segundo paso se variaron los diámetros de rigidez y los módulos de elasticidad de las estaciones 11 a 27 (etapas de compresión), para incorporar el efecto del ajuste prensado de las ruedas del compresor. También se variaron los módulos de elasticidad de las estaciones 33 a 63 (ensamblaje apernado), para incorporar el efecto de los pernos.

En el tercer paso, se deshicieron los cambios anteriores y se variaron los ME a lo largo del rotor. El menor error fue el arrojado por este tercer paso.

La comparación de las frecuencias críticas calculadas (del modelo) contra las medidas, antes y después de la calibración, se muestra en la Tabla 4. Antes de la calibración el error RMS fue 7%. Después de la calibración se obtuvo un 2%.

La Tabla 5 muestra un resumen del proceso de calibración y la configuración del rotor en lo que a módulos de elasticidad se refiere. Antes de calibrar el modelo, sólo se conocía la metalurgia de los pernos y discos de potencia, tal como se aprecia en la columna 2. Para validar el modelo en frío, se infirió que las zonas cuya metalurgia se desconocía eran de acero AISI 4140, con ME = 29,7 ksi (ver Tabla 5, columnas 4 y 5). No existen pernos en este modelo, por efecto de la reducción geométrica explicada anteriormente.

	1	2	3
Frecuencia	Medida Prueba de Impacto [CPM]	Calculada Antes de Validar [RPM]	Calculada Después de Validar [RPM]
Primera	5715	6013	5711
Segunda	8722	9515	9035
Tercera	14347	15132	14253
Error RMS (%)		6,8	2,1

Tabla 4.- Comparación entre Frecuencias Naturales Medidas y Calculadas

SECCION DEL ROTOR	DATOS DEL ROTOR		MODELO SIN CALIBRAR		MODELO CALIBRADO			
	REAL		ROTOR FRIO		ROTOR FRIO		ROTOR CALIENTE	
	ALEACION	ME [KSI]	ALEACION	ME [KSI]	ALEACION	ME [KSI]	ALEACION	ME [KSI]
SECCION FRIA	?	?	4140	29.7	Nickel	27.0	Nickel	var
TUBO DE TORQUE	?	?	4140	29.7	Nickel	27.0	Nickel	var
SECCION DE PERNOS	Inconel	31.0	no	no	no	no	no	no
DISCOS DE POTENCIA	Discaloy	28.4	Inconel	31.0	Discaloy	27.0	Discaloy	var
SECCION CALIENTE	?	?	4140	29.7	Nickel	27.0	Nickel	var

Tabla 5.- Tipos de Acero del Rotor

La calibración comenzó infiriendo que los discos de potencia se comportarían como si estuvieran contruidos con el acero de los pernos (Inconel). Después de la calibración en frío, se concluyó que el rotor se comporta como si estuviera en su

totalidad construido con un acero ligeramente mas elástico que un acero al nickel, mostrando un ME = 27 ksi (ver Tabla 5, columnas 6 y 7). Esto último, es consecuencia de la fricción interna entre los diferentes ensamblajes apernados y prensados. Sin embargo, se sabe que los discos de potencia son de acero Discaloy el cual exhibe, en este rotor, un ME reducido de también 27 ksi.

La Figura 10 muestra los modos de vibración libre-libre medidos en la prueba de impacto, superpuestos sobre los modos de vibración obtenidos con el programa de velocidades críticas CRTSP2 del laboratorio ROMAC de la Universidad de Virginia, EEUU.

Se observa en la Figura 10 que hay un acuerdo casi perfecto entre los modos calculados y los medidos, con la excepción del tercero. Sin embargo, en el tercer modo la discrepancia ocurre principalmente en las amplitudes (que no son determinantes), mientras los nodos coinciden de manera aceptable.

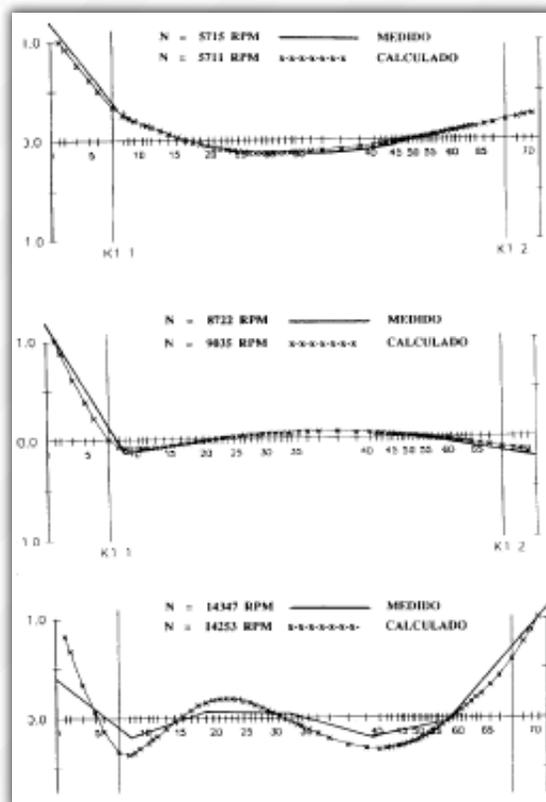


Figura 10.- Modos de Vibración Libre-Libre

PROPIEDADES ELÁSTICAS DEL ROTOR EN CALIENTE

Gradiente Térmico a lo Largo del Rotor

El fabricante de la turbina fue consultado sobre este controversial hecho. Este suministró las temperaturas mostradas a continuación, las cuales sirvieron para establecer el gradiente de temperaturas de trabajo a lo largo del rotor:

- Etapas 1 de potencia, acople cúbico: 750 °F
- Última etapa del compresor axial: 500 °F
- Muñones: 150 °F

Módulos de Elasticidad en Caliente

La validación dinámica es un proceso realizado a temperatura ambiente. Sin embargo, sirvió para determinar el módulo de elasticidad equivalente del rotor a temperatura ambiente.

Este módulo de elasticidad equivalente corresponde a un modelo de rotor constituido, en este caso, por dos tipos de acero: acero al nickel (ME = 27.8 ksi) reducido en 0.8 ksi, y acero Discaloy (ME = 28.4 ksi) reducido en 1.4 ksi.

Para determinar los módulos de elasticidad a las temperaturas establecidas en 14.1, se construyó la Tabla 6. Se observa que, a temperatura ambiente, el Discaloy es más rígido que la aleación al nickel. Sin embargo, a altas temperaturas el Discaloy es más elástico.

ZONAS DEL ROTOR	GRADOS DE ACERO	TEMPERATURAS [F]									
		70	200	300	400	500	600	700	800	900	
Todas	Nickel Grupo B	27.8	27.1	26.7	26.1	25.7	25.2	24.6	23.9	23.1	
	Nickel Grupo B Reducido	27.0	26.3	25.9	25.3	24.9	24.4	23.8	23.1	22.3	
Etapas de Potencia	Discaloy	28.4	27.7	27.0	26.4	25.7	25.0	24.3	23.7	23.0	
	Discaloy Reducido	27.0	26.3	25.6	25.0	24.3	23.6	22.9	22.3	21.6	

Tabla 6.- Módulos de Elasticidad a Diferentes Temperaturas

MODELO EN CALIENTE

La porción del modelo elastomástico en caliente correspondiente a las zonas adyacentes a la primera etapa de potencia (estaciones 41 á 48), se presenta en la Tabla 7. Las propiedades

inerciales y elásticas están separadas por una línea horizontal. Se observa densidad cero (0), como corresponde al modelaje de eje sin masa desarrollado con el objetivo previo de variar independientemente las propiedades inerciales y elásticas durante el proceso de calibración.

PROPIEDADES	ESTACIONES							
	41	42	43	44	45	46	47	48
Masa de Disco [lbm]	84.1	97.5	43.9		453.0			49.6
Longitud Sección de Eje [in]	2.1	2.5	1.3	1.3	1.3		1.3	1.3
Diám. Ext. Equiv. del Eje [in]	19.5	18.9	18.4	23.9	23.9	1.4	18.7	23.9
Diám. Int. Equiv. del Eje [in]	12.0	14.8	16.4	0.0	0.0	18.7	16.4	0.0
Momento Iner. Polar [lbf in ²]	7093	7674	3714		78977		16.4	3269
Momento Iner. Transv [lbf in ²]	3546	3837	1857		39489			1635
Módulo Young [lbf / in ² x E-6]	23.8	23.8	23.8	23.2	22.6	22.6	22.6	22.6
Densidad [lbm / in ³]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Momento de Area [in ⁴]	6060	3928	2145	16052	16052	2438	2438	15978
Posición Axial [in]	127.1	129.2	131.7	133.0	134.3	135.6	137.0	138.4
Temperatura [F]	565	565	565	650	750	750	750	750

Tabla 7.- Propiedades en Caliente de una Porción del Rotor

Las masas de los discos corresponden a la sección entera cuya longitud se muestra en la segunda fila. Igualmente los momentos de inercial transversales y polares. Los diámetros internos y externos son equivalentes, y corresponden al eje elástico sin masa. Se muestran otros parámetros de interés.

CONCLUSIONES

Generales

- El método de integración directa no es imprescindible para reducir secciones cónicas. El tratamiento geométrico manual empleado en este trabajo fue exitoso.
- Los diámetros axialmente equivalentes pueden ser calculados fácilmente utilizando la Ecuación 1, evitando así la construcción de la curva del momento flector.
- Las propiedades inerciales y elásticas de ensamblajes internamente apertados permanecen constantes a medida que el rotor gira.
- Los rotores ensamblados con pernos exhiben módulos de elasticidad reducidos, por efecto de la fricción entre sus partes.
- Como trabajo futuro, se propone el desarrollo de un método para validar modos de vibración.

Particulares

- El uso de los diámetros externos de las ruedas del compresor axial, como diámetros de rigidez, no tuvo éxito para validar el modelo.
- El rotor se comporta como si estuviera construido todo con acero al nickel y Discaloy, ambos de elasticidad reducida.
- Los modos de vibración medidos y calculados ajustan bien.
- El 2% de error RMS obtenido por este modelaje permitirá hacer predicciones rotodinámicas confiables.
- Adicionalmente, este modelo simplificado permitirá estudiar el efecto que tengan en la dinámica del rotor, los cambios en la geometría y en las propiedades termomecánicas de los varios elementos que lo componen, como por ejemplo: cojinetes, acople, tubo de torque, diafragma, eje del compresor axial, etc.

PASOS SIGUIENTES

Actualmente se realizan predicciones de respuesta forzada, utilizando el programa RESP2V3 del Laboratorio ROMAC. Estas predicciones se ajustan a las lecturas de campo con el mismo error (2%) obtenido durante la validación dinámica de este modelaje. Para esto se utiliza un modelo rotor-cojinete que fue desarrollado incorporando el efecto de los pedestales en forma de un sistema masa-resorte-amortiguador. También el acople fue analizado e incorporado en el modelo. Ambos, acople y pedestales, han mostrado tener un efecto marcado en la respuesta sincrónica del rotor.

Lagoven, S.A., en vista de la confiabilidad de las predicciones rotodinámicas realizadas con este modelo, planifica extender el alcance de este trabajo mas allá del balanceo en sitio inicialmente establecido. Entre los nuevos objetivos que se estudian están la retroadaptación de cojinetes y acople, y la revisión de las holguras en los sellos, a la luz de las amplitudes máximas predecibles a lo largo del rotor.

REFERENCIAS

1. Infante, L.; Villavicencio, I; Reddy, V y Borjas, L. Modelo Elastomástico del Rotor del Compresor BCL356. Informe Intevep de Servicios Técnicos Especializados INT-TEIG-0060,95. Venezuela, 1995.
2. Infante, L.; Azuaje, B.; Reddy, V. y Borjas, L. Modelo Elastomástico de Eje Denso del Rotor de la Turbina 1SU3. Informe Intevep de Servicios Técnicos Especializados INT-TEIG-0059,95. Venezuela, 1995.
3. Childs, D. Turbomachinery Rotordynamics, Phenomena, Modeling and Analysis. John Wiley. New York, 1993.
4. Vance, J. Rotordynamics of Turbomachinery. John Wiley. New York, 1987.
5. Ehrich, F. Handbook of Rotordynamics. McGraw - Hill, Inc. USA, 1992.
6. Tallavó, F y Martínez M. Pruebas de Impacto y Análisis Modal Experimental del Rotor W101. Informe Intevep de Servicios Técnicos Especializados INT-TEIG-0061,95. Venezuela, 1995.
7. Taylor, D. y Barrett, L. The Use of Impact Testing to Measure the Modal Properties of Turbomachine Rotors. Romac Laboratories, University of Virginia. Report ROMAC 266. USA, 1987.

AUTOR:

LUIS INFANTE

Director de Mercadeo
y Ventas Tecnológicas
en Aviasupport International.
linfante@aviasupport.com

ENRIQUE J. GONZÁLEZ

Director de Desarrollo de Negocios
de E&M Solutions Venezuela.
CEO / Editor de Predictiva21
enrique.gonzalez@eymsolutions.com
enrique.gonzalez@predictiva21.com

EVENTOS ²⁰₁₇ DE MANTENIMIENTO

28 al 30 de Noviembre de 2017
CONGRESO INTERNACIONAL
FACILITY MANAGERS

Buenos Aires, Argentina
info@cifmers.com
cifmers.com/cifmers-latam-2017.html

11 al 15 de Diciembre de 2017
CONFERENCIA INTERNACIONAL
DE MANTENIMIENTO

Bonita Springs, Florida
Reliability Web
1 239 3332500 ext 127
maura@reliabilityweb.com
www.imc-2017.com

23 al 27 de Abril de 2018
CONFERENCIA DE CONFIABILIDAD
EN LAS VEGAS

South Point Hotel, Casino and Spa Las
Vegas, Nevada
uptime4.me/TRC18s

5 al 8 de Junio de 2018
EXPO PACK MÉXICO 2018

CIUDAD DE MÉXICO
52 (55) 454254
info@expopack.com.mx
www.expopack.com.mx



CASO REAL: ¿CÓMO AFECTA LA DESALINEACIÓN AL FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR ELECTRICO?

Hoy en día, cuando existe una desalineación en el sistema mecánico bajo estudio, la mayoría de las empresas actúan de una manera relativamente rápida en la solución de dicha problemática, debido a que se ha demostrado a lo largo de los años como influye de una manera directamente proporcional a la vida útil de los rodamientos y por ende a la confiabilidad del motor.

Por ello, presentamos el siguiente caso real, en donde a través de la técnica predictiva

conocida como “Análisis de Vibraciones”, se pudo constatar la presencia de una desalineación donde la misma afecto de manera importante a la vida útil de los rodamientos.

ANTECEDENTES DEL CASO DE ESTUDIO

El caso estudio se basa en un sistema de bombeo horizontal (Hpump), en donde existía una desalineación entre el motor eléctrico y la cámara de empuje horizontal (HTC). Ver Figura 1

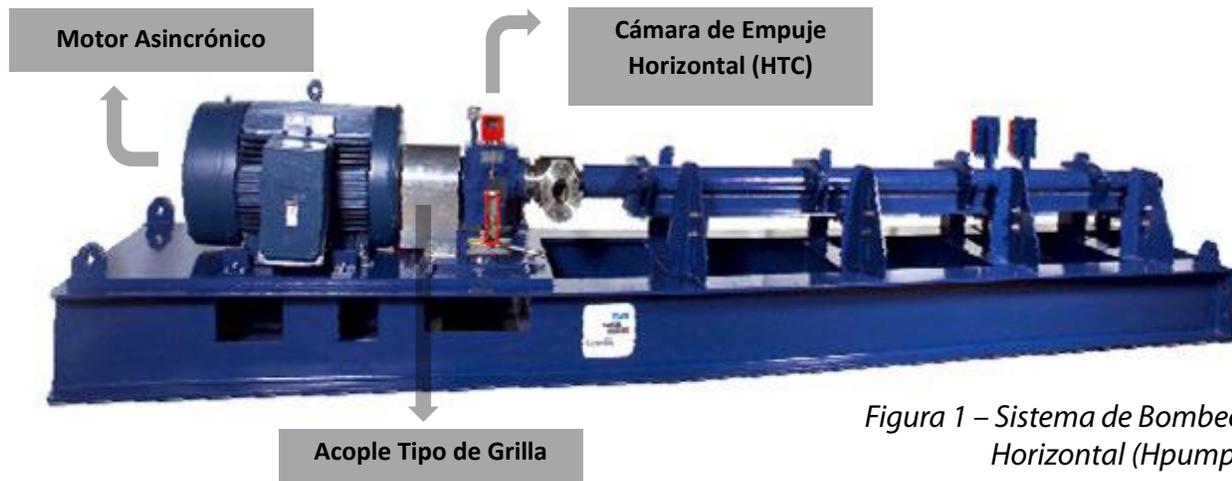


Figura 1 – Sistema de Bombeo Horizontal (Hpump)

Datos del Motor Asíncrono

Marca:	WEG
Potencia:	280 KW (380 Hp)
Tensión :	380/660 V
Velocidad:	2980 RPM

Durante la visita a campo para hacer el análisis de la problemática planteada de dicho sistema nos suministraron los resultados de un control de la alineación entre el motor y la cámara de empuje, previo al análisis de vibraciones solicitado por el cliente. Ver Figura 2.



Figura 2 – Resultados de la alineación en campo

Por lo que se puede observar en los resultados obtenidos en el control de alineación, la presencia de una desalineación angular significativa.

El acople utilizado es tipo Grilla, con las siguientes especificaciones de funcionamiento, según se resalta en la Fig 3.

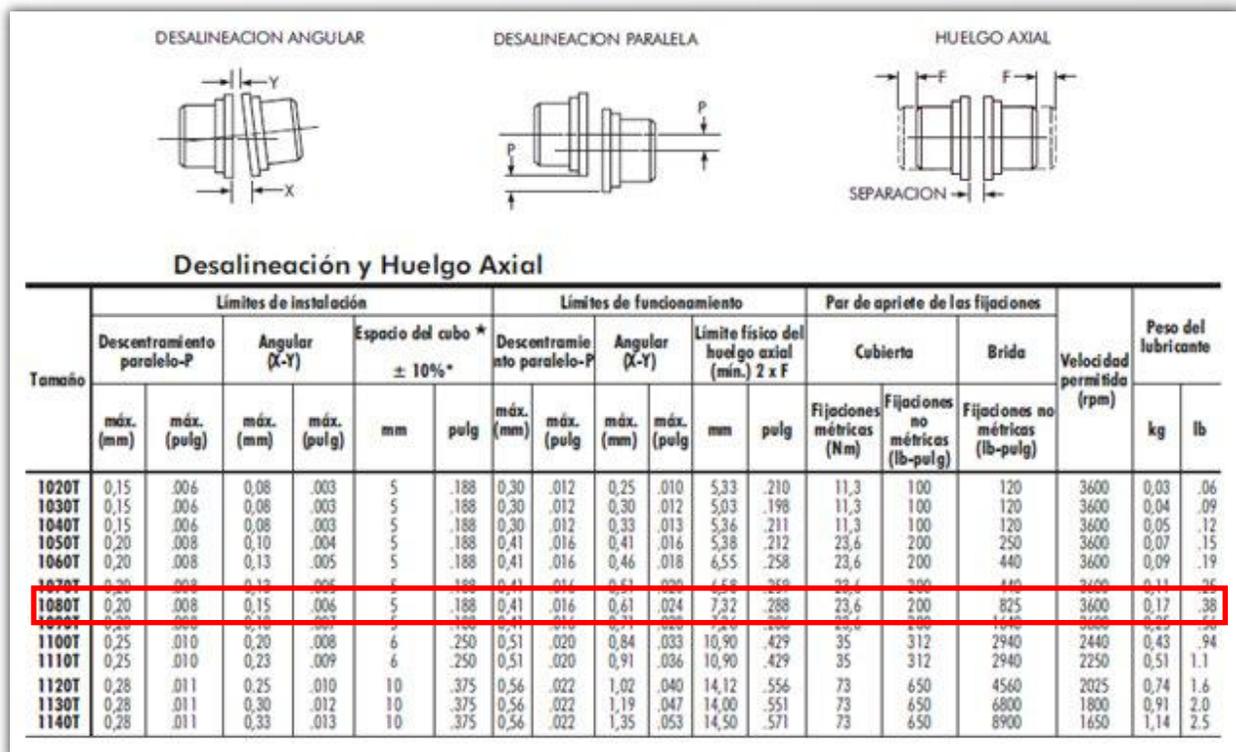


Figura 3 – Límites de funcionamiento del acoplamiento utilizado

ENSAYO DE VIBRACIONES – SISTEMA DE BOMBEO POZO PPC INYECTOR

ENSAYO IN SITU: Instrumento utilizado AZIMA DLI DCX

Descripción: Analizador de vibraciones de cuatro canales apropiado para el análisis de la condición de funcionamiento de las máquinas rotativas.



Valores Globales de Vibración en Carga

VELOCIDAD

Motor	Vertical (mm/s) RMS	Horizontal (mm/s) RMS	Axial (mm/s) RMS
Lado Opuesto Acople	1.85	3.7	2.36
Lado Acople	7.74	14.16	19.41

Tabla N°1

ACELERACIÓN

Motor	Vertical (g) RMS	Horizontal (g) RMS	Axial (g) RMS
Lado Opuesto Acople	0.12	0.24	0.16
Lado Acople	0.453	0.887	1.22

Tabla N°2

VELOCIDAD

Cámara de Empuje Bomba	Vertical (mm/s) RMS	Horizontal (mm/s) RMS	Axial (mm/s) RMS
Lado Acople	1.89	10.11	2.46
Lado Opuesto Acople	1.76	2.96	2.35

Tabla N°3

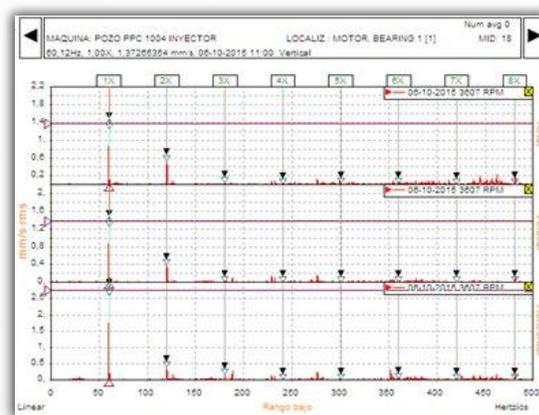


Figura 4 – Espectro de Velocidad del Motor Lado Opuesto Acople, se muestra un espectro característico de una desalineación

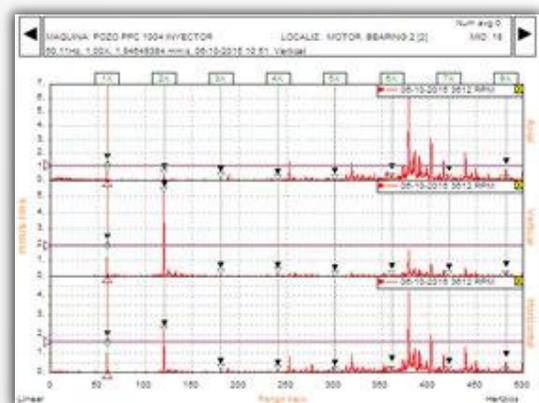


Figura 5 – Espectro de Velocidad del Motor Lado Acople, se muestra un espectro característico de una desalineación

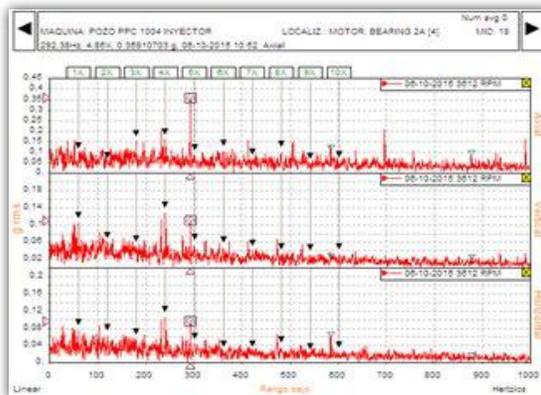


Figura 6 - Espectro de Demodulación (Envoltente) del Motor Lado Acople, se observa la presencia de la frecuencia de defecto de la pista interna del rodamiento

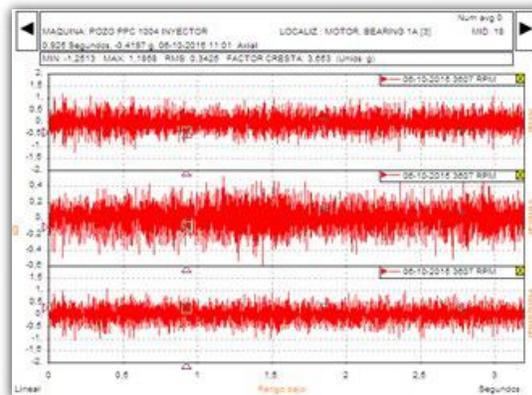


Figura 9 - Señal Temporal representativa de un rodamiento defectuoso del lado opuesto acople del motor

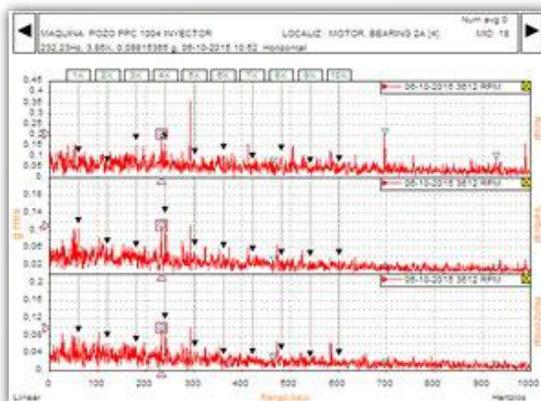


Figura 7 - Espectro de Demodulación (Envoltente) del Motor Lado Acople, se observa la presencia de la frecuencia de defecto de los elementos rotantes del rodamiento

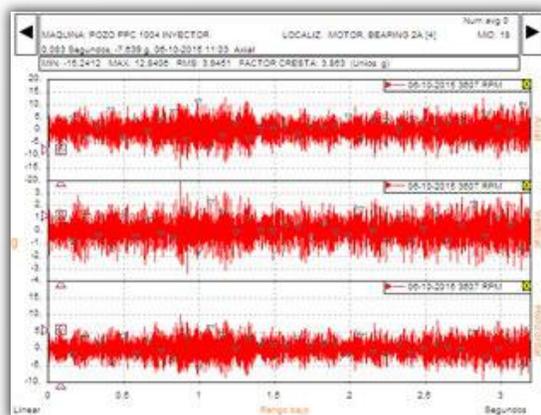


Figura 8 - Señal Temporal representativa de un rodamiento defectuoso del lado acople del motor

DIAGNOSTICO DEL ANÁLISIS DE VIBRACIONES SISTEMA DE BOMBEO POZO PPC INYECTOR

El análisis de vibraciones se realizó posterior a la alineación del motor y de la cámara de empuje.

- Analizando los valores globales de vibración en velocidad y aceleración del motor, se observa que las mayores amplitudes de vibración se encuentran en la dirección axial en Valores No Admisibles, y de igual manera en la dirección horizontal del lado acople. Ver tabla Nº 1 – 3.
- En los espectros de velocidad del motor y de la cámara de empuje, se observa la presencia de una desalineación en Valores No Admisibles de funcionamiento, ya que se nota la existencia predominante del 1X y 2X de la frecuencia de giro. Ver Figura 4 – 5.
- En los espectros de demodulación del lado acople del motor, se observa la presencia predominante de las frecuencias de defecto del rodamiento. Ver Figura 6 - 7.
- En el lado opuesto acople del motor, se nota la presencia en los espectros de demodulación frecuencias próximas a las frecuencias teóricas de defecto del rodamiento.
- Se observa la presencia de impactos en las señales temporales, lo cual estaría relacionada a los defectos observados en los rodamientos del motor. Ver Figura 8 – 9.

- Los valores globales de vibración en velocidad del motor, se encuentran en Valores No Admisibles de Funcionamiento. Ver Tabla Nº 1 – 3.

Estado de Funcionamiento del Motor: **VALORES NO ADMISIBLES DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO. SE REQUIERE LA INTERVENCIÓN INMEDIATA DE MANTENIMIENTO.**

Estado de Funcionamiento de la Bomba: **VALORES NO ADMISIBLES DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO. SE REQUIERE LA INTERVENCIÓN INMEDIATA DE MANTENIMIENTO.**

Recomendaciones:

- Reemplazar ambos rodamientos del motor.
- Realizar la alineación del sistema, considerando los valores recomendado por el fabricante del acople.
- Se recomienda hacer un control de vibraciones periódicamente, para determinar la evolución de los fenómenos encontrados.

REGISTRO FOTOGRÁFICO

Se puede evidenciar de forma clara los daños en los rodamientos, una vez que de desarmaron para su verificación:



Figura 10 - Rodamiento lado acople del motor - Pista Interna



Figura 11 - Rodamiento lado acople del motor - Elementos Rotantes



Figura 12 - Rodamiento lado acople del motor - Pista Externa



Figura 13 - Rodamiento lado opuesto acople del motor - Pista Interna



Figura 14 - Rodamiento lado opuesto acople del motor - Pista Externa



Figura 15 - Rodamiento lado opuesto acople del motor - Elementos Rotantes

ANÁLISIS CAUSA – RAÍZ DE LOS RODAMIENTOS

- Analizando el comportamiento de la forma del camino de rodadura de la pista interna y externa de ambos rodamientos, el mismo se relacionaría con el fenómeno plasmado en la imagen inferior, lo cual estaría intimamente ligado a la presencia de una desalineación.

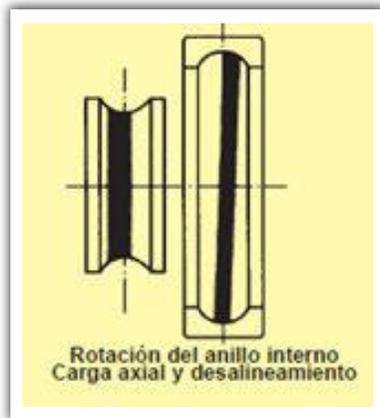


Figura 16 – Análisis del camino de rodadura.

- Se observa el desprendimiento de material en la pista interna, pista externa y elementos rotantes, donde dicho fenómeno es conocido como “Descamación”, lo cual es causado por la presencia de una desalineación, la cual genera una excesiva carga sobre el rodamiento.

Descamación	
Tipo de Falla	Causas Posibles
Cuando un rodamiento gira con carga, ocurre la salida de material por la fatiga del acero en las superficies de los elementos rodantes o las superficies de las pistas de los anillos interno y externo.	<ul style="list-style-type: none"> • Carga excesiva. • Falla en la instalación (desalineamiento) • Carga de momento. • Contaminación por partículas, o por agua. • Lubricación deficiente, lubricante inadecuado. • Juego incorrecto. • Deficiencia en la precisión del eje y del alojamiento. • Consecuencia de la oxidación en las paradas.

Figura 17 – Análisis de la descamación en rodamientos.

CONCLUSIONES

A lo largo del desarrollo de dicho caso de estudio, hemos llegado a las siguientes conclusiones:

- El uso de la técnica predictiva “análisis de vibraciones”, posee un gran alcance para diagnosticar los fenómenos encontrados como una desalineación y rodamientos defectuosos.

- La intervención del motor eléctrico se realizó en el momento oportuno debido a la aplicación de la técnica predictiva.

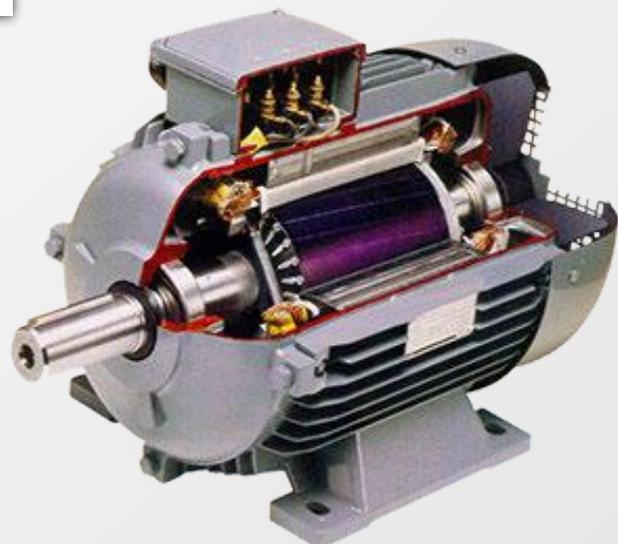
- A través del análisis del estado de los rodamientos del motor eléctrico, se pudo constatar la presencia de la desalineación y con ello concluir que la causa – raíz que ocasiono el daño de los rodamientos fue debido a la presencia de una desalineación fuera del rango admisible de funcionamiento. Ver Figuras desde la 10 a la 15.

- Finalmente analizando la causa – raíz de forma integral del por qué se presentó dicha problemática en el comportamiento vibracional en el sistema estudiado, estaría asociada al desconocimiento para reconocer la presencia de una desalineación significativa entre el motor eléctrico y la cámara de empuje.

AUTOR:

LIC. MARTÍN LÉMOLI

Analista de Vibraciones Categoría 3
Capacitador en Análisis de Vibraciones
mlemoli@hotmail.com





Centro de Conocimientos que promueve y brinda experiencias, guías, prácticas, técnicas, herramientas, modelos y metodologías para la Gestión de Activos y Riesgos, Ingeniería de Confiabilidad, Mantenimiento y Maquinarias Rotativas, para el universo de profesionales de la ingeniería e industria mundial a través de programas de Formación, Capacitación, Investigación, y Desarrollo.



Gestión de Activos y Riesgos:

- ISO-55000: Gestión de Activos Físicos.
- ISO-31000: Gestión del Riesgo.
- RBM. (Risk-Based Methods) Métodos Basados en Riesgo.

Ingeniería de Confiabilidad:

- Técnicas de Confiabilidad.
- KPI. Indicadores Claves de Desempeño.
- BSC. Indicadores Balanceados de Gestión.
- Estudios RAM. Confiabilidad / Disponibilidad / Mantenibilidad.
- RCM. Mantenimiento Centrado en Confiabilidad.
- RCA. Técnicas de Análisis Causa Raíz.
- RBS. (Risk-Based Spare): Inventarios Basados en Riesgos.
- TPM. (Total Productive Maintenance): Mantenimiento Productivo Total.
- Lean Six Sigma.
- LCC. (Life Cycle Cost): Análisis de Costo de Ciclo de Vida.

Maquinaria Rotativa:

- Selección, Aplicación y Operación de Sistemas de Bombeo.
- Mantenimiento de Bombas y Compresores.
- Mantenimiento Mayor de Bombas (Overhaul)
- Sellos Mecánicos y Sistemas de Sellado.
- Compresores: Reciprocantes, Centrífugos y de Tornillo.
- Confiabilidad de Sistemas de Bombeo.
- Turbinas a Gas: Operación y Mantenimiento.
- Confiabilidad de Turbinas a Gas.
- Cojinetes: Aplicaciones y Análisis de Fallas.
- Fundamentos de Hidráulica.
- Alineación de Equipos Rotativos.
- Lubricación Industrial.
- Análisis Metalúrgico de Fallas.

Técnicas Predictivas:

- Análisis de Vibraciones Mecánicas.
- Análisis de Aceites Lubricantes (Tribología).
- Termografía Infrarrojo.
- Ruido Ultrasónico.

MODALIDADES

Presenciales



Distancia (On-line)



Programas Avanzados

Diplomados

Cursos

Talleres



PERSONAS

Pirámide Evolutiva de la Confiabilidad
All rights reserved. © MRI

Mobile City, Alabama - USA. 36695
+1 251 285 0287 / +1 205 578 7025
info@machineryinstitute.org

@MachineryRelia

MachineryInstitute

www.machineryinstitute.org





APLICACIÓN DEL ESTÁNDAR API 581 A UN ACTIVO FÍSICO EN LA INDUSTRIA PETROQUÍMICA

CASO DE ESTUDIO BASADO EN MÉTODOS Y NORMAS VIGENTES

El presente artículo expone los resultados de un análisis de Inspección Basada en Riesgo donde la metodología representada por esta práctica recomendada es en base a evaluaciones cualitativas y cuantitativas. Esta última es más sistemática, consistente, documentada y más fácil de actualizar con los resultados de la inspección que con enfoques cualitativos. Una visión cuantitativa generalmente usa un programa de software para calcular el riesgo y desarrollar recomendaciones del programa de inspección. Los modelos son inicialmente intensivos en datos, pero el uso de modelos elimina trabajos repetitivos y detallados del proceso tradicional de planificación de inspección.

La corrosión es el principal fenómeno de deterioro en las industrias de procesos químicos afectando a los equipos, sistemas de tuberías y estructuras, siendo una de las mayores

preocupaciones en el diseño de los mismos, la selección de materiales y la estrategia de mantenimiento de inspección de los equipos estáticos, puesto que se enfatiza en el estudio del deterioro de la pared de un recipiente de fluido que puede alterar la función inicial de este y ocasionar consecuencias al medio ambiente, pérdidas de producción y costos de mantenimiento.

Para monitorear y evitar que ocurra algún tipo de accidente que pueda acarrear con algunas de estas consecuencias se llevan a cabo programas de inspección, normalmente basados en ensayos no destructivos (END) que se aplican a equipos bien sea en servicio o no, debiendo ser propiamente planeadas para optimizar la seguridad, confiabilidad, productividad y rentabilidad de la planta. Por tal motivo es trascendental realizar un análisis basado en riesgo.

MARCO CONCEPTUAL

Integridad Mecánica

Es una filosofía de trabajo que tiene por objeto garantizar que todo equipo de proceso sea diseñado, procurado, fabricado, construido, instalado, operado, inspeccionado, mantenido, y/o reemplazado oportunamente para prevenir fallas, accidentes o potenciales riesgos a personas, instalaciones y al ambiente, todo esto utilizando los criterios basado en data histórica, normas y regulaciones organizacionales, nacionales e internacionales como OSHA, ASME, ANSI, ISO, API, NACE, NOM, PAS 55 entre otras.

Confiableidad

Probabilidad de que un equipo o sistema cumpla adecuadamente con la función requerida ante condiciones específicas, durante un periodo de tiempo dado (ISO 14224).

Inspección Basada en Riesgo (IBR)

Es una herramienta de análisis que estima el riesgo asociado a la operación de equipos estáticos y evalúa la efectividad del plan de inspección (actual o potencial) en reducir dicho riesgo. Se basa en la ejecución de una serie de cálculos para estimar la probabilidad y la

consecuencia de falla de cada equipo estático de proceso.

Probabilidad de Falla

Grado en que un evento es probable que se produzca dentro de un plazo de tiempo determinado, está relacionada con una frecuencia relativa a largo plazo de la ocurrencia o un grado de creencia de que un evento ocurra. Se calcula mediante la Ecuación 1, seguida a continuación:

$$P_{f(t)} = gff \cdot F_{MS} \cdot D_{f(t)} \quad \text{Ec. 1}$$

Dónde:

Pf: Probabilidad de falla

gff: Frecuencia genérica de falla

FMS: Factor de gestión de sistema

Df: Factor de daño

El Factor de Gestión Gerencial (FMS) es un elemento de ajuste que indica cuán seguro es el proceso y las operaciones que pudiesen afectar el riesgo de la planta que consta de 100 preguntas divididas entre las especialidades de Integridad Mecánica, Procesos, SHA, Operaciones y Planificación. Entre las preguntas tenemos las siguientes:

Gestión del Cambio	Puntuación Estimada	Puntuación Obtenida
¿Tiene la instalación un procedimiento escrito de Gestión del Cambio que se debe seguir cuando se agregan nuevas instalaciones o se hacen cambios en el proceso?	9	
¿Existe una comprensión clara en la instalación de lo que constituye un "cambio temporal"?	5	
¿Se rastrean las herramientas técnicas alternativas que se instalan como "temporales" para asegurarse de que se eliminan después de un período de tiempo razonable o se reclasifican como permanentes?	5	

Consecuencias

Niveles de Evaluación

La norma API 581 presenta dos niveles para la determinación de las consecuencias: Nivel 1 y Nivel 2

A continuación, se muestra en la Figura 1 la lista de los fluidos contemplados por la norma API 581 para el Nivel 1 (Parte 3, página 39. API 581, 2016)

Se debe indicar que el ácido sulfúrico, fluido almacenado por el recipiente de estudio, no se encuentra entre los mencionados por la norma, lo que conlleva a realizar un estudio de consecuencias acorde al Nivel 2. Este Nivel fue desarrollado como herramienta a usar cuando las suposiciones del Nivel 1 no son válidas. Para ello debemos conocer ciertas propiedades fisicoquímicas y termodinámicas, mostradas en la Figura 2 (Parte 3, página 64. API 581, 2016).

Table 4.1 – List of Representative Fluids Available for Level 1 Consequence Analysis

Representative Fluid	Fluid TYPE (see Section 4.1.5)	Examples of Applicable Materials
C ₁ – C ₂	TYPE 0	Methane, Ethane, Ethylene, LNG, Fuel Gas
C ₃ – C ₄	TYPE 0	Propane, Butane, Isobutane, LPG
C ₅	TYPE 0	Pentane
C ₆ – C ₈	TYPE 0	Gasoline, Naphtha, Light Straight Run, Heptane
C ₉ – C ₁₂	TYPE 0	Diesel, Kerosene
C ₁₃ – C ₁₆	TYPE 0	Jet Fuel, Kerosene, Atmospheric Gas Oil
C ₁₇ – C ₂₅	TYPE 0	Gas Oil, Typical Crude
C ₂₅₊	TYPE 0	Residuum, Heavy Crude, Lube Oil, Seal Oil
H ₂	TYPE 0	Hydrogen
H ₂ S	TYPE 0	Hydrogen Sulfide
HF	TYPE 0	Hydrogen Fluoride
water	TYPE 0	Water
steam	TYPE 0	Steam
Acid	TYPE 0	Acid, Caustic
Aromatics	TYPE 1	Benzene, Toluene, Xylene, Cumene
AlCl ₃	TYPE 0	Aluminum Chloride
Pyrophoric	TYPE 0	Pyrophoric Materials
Ammonia	TYPE 0	Ammonia
Chlorine	TYPE 0	Chlorine
CO	TYPE 1	Carbon Monoxide
DEE	TYPE 1 (see Note 2)	Diethyl Ether
HCL	TYPE 0 (see Note 1)	Hydrogen Chloride
Nitric Acid	TYPE 0 (see Note 1)	Nitric Acid
NO ₂	TYPE 0 (see Note 1)	Nitrogen Dioxide
Phosgene	TYPE 0	Phosgene
TDI	TYPE 0 (see Note 1)	Toluene Diisocyanate
Methanol	TYPE 1	Methanol
PO	TYPE 1	Propylene Oxide
Styrene	TYPE 1	Styrene
EEA	TYPE 1	Ethylene Glycol Monoethyl Ether Acetate
EE	TYPE 1	Ethylene Glycol Monoethyl Ether
EG	TYPE 1	Ethylene Glycol
EO	TYPE 1	Ethylene Oxide

Notes:
 1. HCL, Nitric Acid, NO₂ and TDI are TYPE 1 toxic fluids
 2. DEE is a TYPE 0 toxic fluid

Figura 1. Lista de fluidos estipulados por API 581

5 Consequence of Failure – Level 2

5.1.2 Required Properties at Storage Conditions

- a) Storage Phase (vapor, liquid, critical or two-phase)
- b) Mass Fraction Liquid, $frac_l$
- c) Mass Fraction Vapor, $frac_v$
- d) Molecular Weight, MW
- e) Liquid Density, ρ_l
- f) Liquid Viscosity, μ_l
- g) Ideal Gas Specific Heat Ratio, $k = C_p/C_v$
- h) Enthalpy of Mixture
- i) Entropy of Mixture (to perform flash calculations)
- j) Critical Pressure and Temperature, T_c and P_c
- k) Auto-ignition Temperature, AIT
- l) Saturation Pressure, $Psat_s$, at storage temperature
- m) Flammability Limits, LFL and UFL
- n) Heat of Combustion, HC_s

Figura 2. Propiedades requeridas para el cálculo de las consecuencias para un Nivel 2 según API 581

Según API 581 un análisis de consecuencias Nivel 2 es más riguroso ya que incorpora un procedimiento de cálculo detallado y es aplicable a un amplio rango de fluidos peligrosos.

Consecuencias Financieras

El ácido sulfúrico es considerado un fluido no inflamable y bajo ciertas condiciones se cataloga como tóxico, sin embargo para este caso no fue considerado como tal debido a la escasa emanación de vapores al ambiente por parte de este, motivo por el cual no posee consecuencia alguna, por lo tanto solo se estudiaron las consecuencias financieras mediante la Ecuación 2

$$FC_{Total} = FC_{Cmd} + FC_{Prod} + FC_{Affa} + FC_{Environ}$$

Ec. 2

Dónde:

- FC total: Consecuencias financieras total (\$)
- FC cmd: Consecuencias financieras por reparación del equipo afectado (\$)
- FC prod: Consecuencias financieras en el área de producción (\$)

FC affa: Consecuencias financieras por reparación de equipos cercanos afectados (\$)

FC environ: Consecuencias financieras ambientales (\$)

Riesgo

Es la combinación de la probabilidad de que ocurra algún evento durante un período de interés y las consecuencias (normalmente negativas) asociadas al evento. En términos matemáticos, el riesgo puede calcularse mediante la Ecuación 3.

$$R_t = P_{f(t)} \cdot C_f$$

Ec. 3

Dónde:

- R(t): Riesgo
- Pf(t): Probabilidad de falla
- Cf: Consecuencias de falla

Matriz de riesgo

La norma API recomienda una matriz para representar la distribución del riesgo de fugas en tuberías y recipientes, la cual se muestra en la Figura 3 (Parte 1, página 28. API 581, 2016)

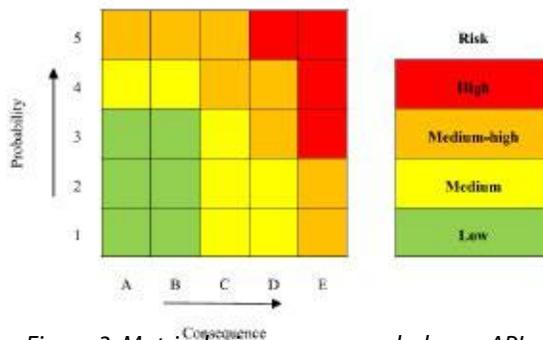


Figura 3. Matriz de riesgo recomendada por API 580/581

CASO DE ESTUDIO BASADO EN MÉTODOS Y NORMAS VIGENTES

Conformación de un equipo Multidisciplinario

La conformación de un equipo multidisciplinario resulta muy beneficiosa para la resolución de problemas concretos ya que se

aúnan distintas disciplinas, enriqueciendo distintos profesionales de conocimientos y experiencias del resto del equipo para así poder abordar el problema de una forma más efectiva. Existen diversas ventajas de conformar un equipo multidisciplinario, tales como: a) Ampliación de perspectiva del trabajo y de análisis. b) Ruptura de las resistencias y criterios preconcebidos. c) Ahorro de tiempo y energía. d) Mejor rendimiento de las competencias individuales, con la actuación del personal más indicado para una situación determinada. e) Garantía de seguimiento de los proyectos. f) No se depende de una persona o de una sola profesión. g) Permite un cierto distanciamiento intelectual respecto a lo cotidiano.

En la Figura 4 se muestra el equipo multidisciplinario conformado para la realización de este proyecto.

Fases de la implantación

A continuación en la Figura 5 se resumen cada una de las fases de la metodología empleada.

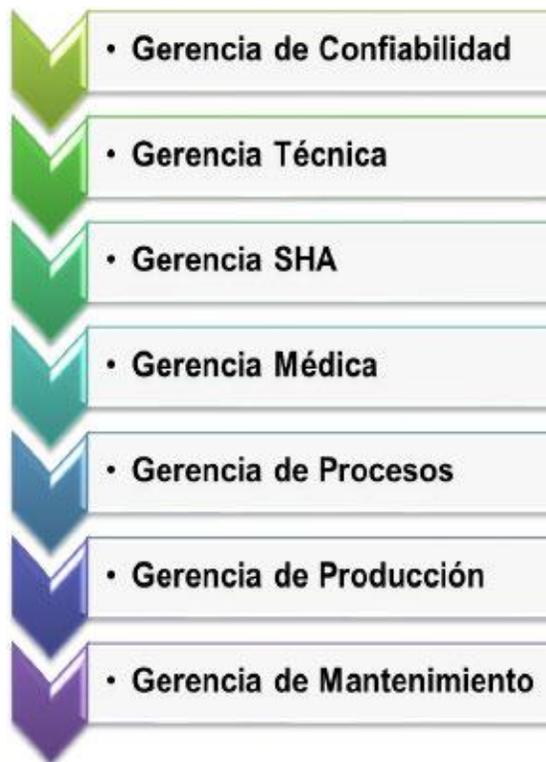


Figura 5. Metodología empleada en el estudio IBR

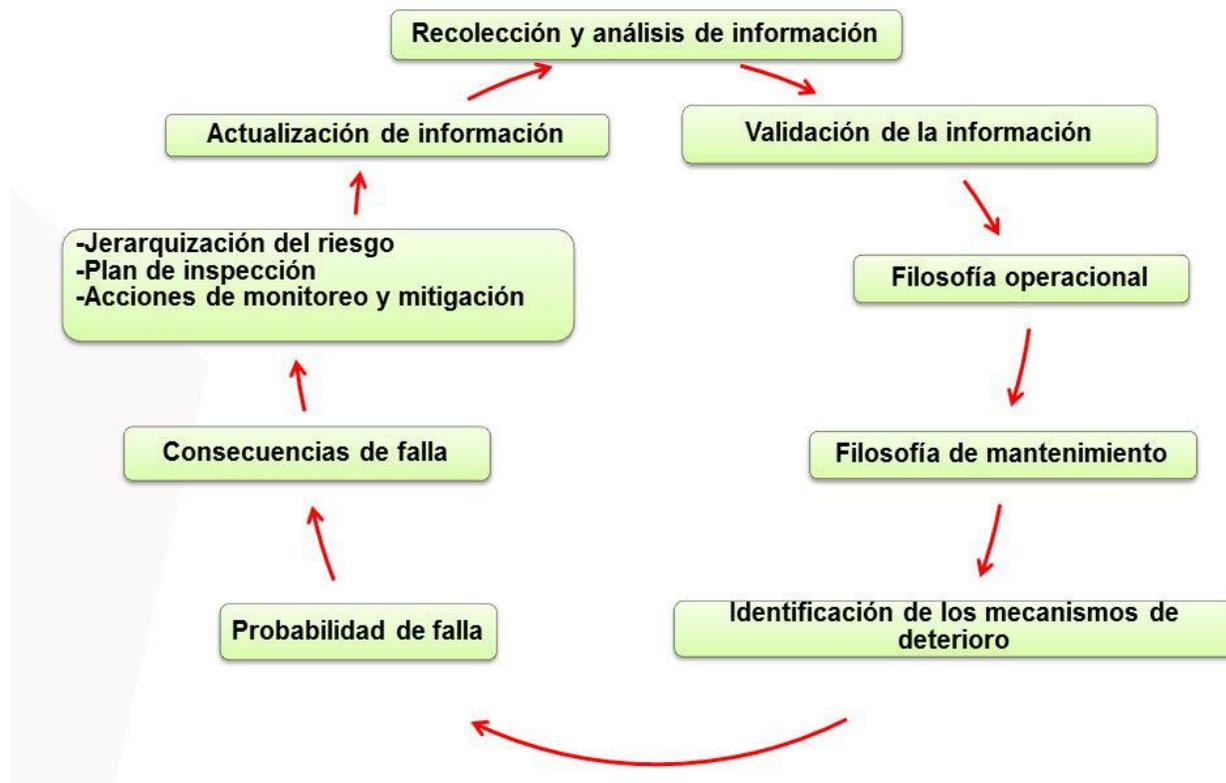


Figura 4. Equipo Multidisciplinario

Historial de fallas

Con base en el análisis del comportamiento histórico de fallas se pudo constatar que el recipiente ha presentado durante su tiempo de servicio diferentes anomalías, por ejemplo en las líneas asociadas se han presentado perforaciones en los cambios de dirección en tales accesorios como: codos, reducciones y Te, como se muestra en la Figura 6.

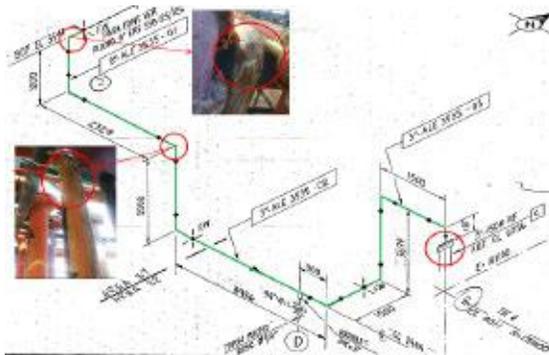


Figura 6. Fallas encontradas en los cambios de dirección, según historial



Figura 7. Fallas encontradas en boquillas de entrada y drenaje del recipiente

Del mismo modo las conexiones de entrada, drenaje y salida del recipiente también han sufrido perforaciones (ver Figura 7).

Lazos de Corrosión

Para dar inicio al estudio realizado se delimitó el sistema y se identificó los lazos de corrosión correspondientes (ver Figura 8)

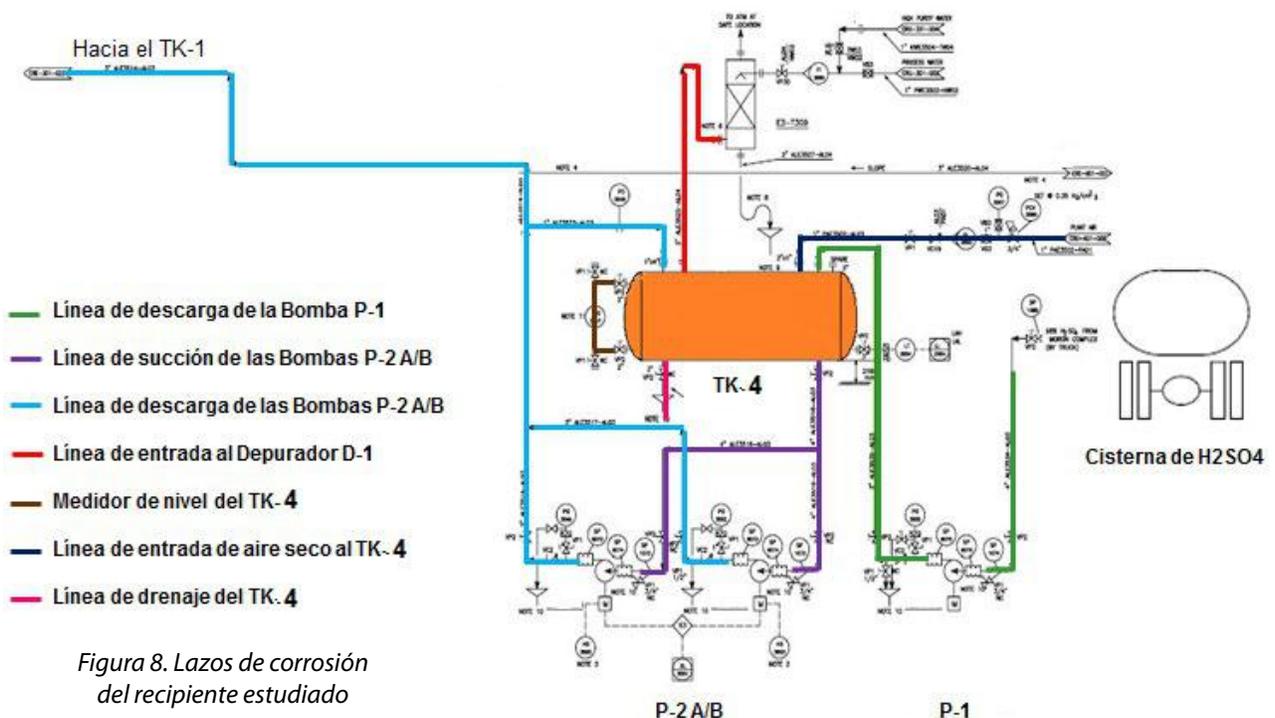


Figura 8. Lazos de corrosión del recipiente estudiado

La zona está delimitada desde la línea de entrada al recipiente hasta las líneas de descarga de las bombas P-2 A/B que transportan el ácido hacia el TK-1.

Identificación de los Mecanismos de Daños

Uno de los factores más importantes en el cálculo de la probabilidad son los diferentes mecanismos de daños que se puedan presentar en el recipiente, los cuales se identificaron con ayuda de un experto y con base a las normas de fabricación, API 581 y NACE SP0294, la Figura 9 describe estos mecanismos.

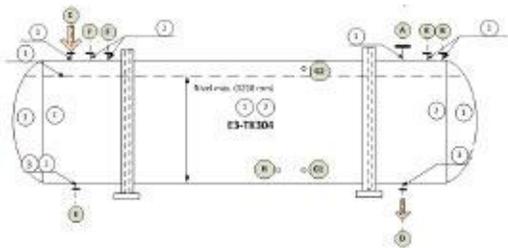


Figura 9. Identificación de los Mecanismos de daños probables en el recipiente

Desviaciones Encontradas

- a. El recipiente no ha sido inspeccionado interna ni externamente de manera exhaustiva en sus 25 años de servicio.
- b. Torre de depuración (scrubber) y línea de aire seco fuera de servicio
- c. Reemplazo de componentes que no cumplen con las especificaciones técnicas del recipiente.
- d. No existe una catalogación de material alguno para reemplazo de componentes en el recipiente, ni por parada de plantas ni por mantenimiento rutinario.

Utilización de Software

- a. Aspen Plus: Es una herramienta encargada de simular las condiciones del proceso y dar una mayor veracidad a los datos.
- b. UltraPipe: Es un programa de administración, análisis y documentación de datos, útil para el monitoreo de corrosión en tuberías, recipientes a presión, tanques, entre otros, mediante un análisis lineal de la velocidad

de corrosión, cálculo del espesor, inspección por fechas para el monitoreo de corrosión y vida remanente.

Determinar el perfil de velocidades en líneas de entrada y salida del recipiente TK-4

Medidor de caudal en línea: Esta actividad se realizó en las líneas con el propósito de corroborar los datos de diseño, tales como el caudal y la velocidad de flujo (ver Figura 10).



Figura 10. Medición de caudal en las líneas asociadas al recipiente

La Figura 11 representa el perfil de velocidad a la entrada del recipiente arrojado por el software Aspen Plus, dando como resultado una velocidad de 0,94 m/s.

Perfil de T,P y Velocidad						
Length [m]	Elevation [m]	Pressure [kPa]	Temperature [C]	Liquid Rate	Liquid Velocity [m/s]	
0.000	0.000000	264.780	37.7800	14955.4	3.92499	
0.054	3.38000e-002	263.237	37.7805	14955.6	3.92500	
0.107	0.107200	261.693	37.7810	14955.8	3.92501	
0.161	0.160800	260.153	37.7815	14956.1	3.92501	
0.214	0.214400	258.611	37.7820	14956.3	3.92502	
0.268	0.268000	257.068	37.7826	14956.5	3.92502	
0.449	0.449400	253.789	37.7834	7312.71	0.938176	
0.631	0.630800	250.509	37.7842	7312.58	0.938179	
0.812	0.812200	247.229	37.7851	7312.76	0.938182	
0.994	0.993600	243.949	37.7859	7312.94	0.938185	
1.175	1.17500	240.669	37.7867	7313.11	0.938189	
1.357	1.35700	240.534	37.7868	7313.12	0.938189	
1.392	1.39200	239.610	37.7878	7313.33	0.938192	
1.609	1.60900	232.687	37.7888	7313.55	0.938196	
1.826	1.82600	228.763	37.7896	7313.75	0.938200	
2.043	2.04300	224.840	37.7906	7313.97	0.938204	
2.260	2.26000	220.916	37.7918	7314.17	0.938207	
2.260	2.26000	220.503	37.7920	7314.21	0.938208	
2.511	2.26000	220.414	37.7920	7314.22	0.938208	
2.762	2.26000	220.325	37.7920	7314.23	0.938208	
3.013	2.26000	220.236	37.7921	7314.24	0.938208	
3.264	2.26000	220.147	37.7921	7314.24	0.938208	
3.515	2.26000	220.058	37.7922	7314.26	0.938208	
3.515	2.26000	219.645	37.7923	7314.30	0.938208	
3.915	2.66000	212.413	37.7942	7314.68	0.938215	
4.315	3.06000	205.181	37.7960	7315.07	0.938222	
4.715	3.46000	197.949	37.7979	7315.46	0.938229	
5.115	3.86000	190.717	37.7997	7315.85	0.938236	
5.515	4.26000	183.485	37.8015	7316.24	0.938243	
5.515	4.26000	183.072	37.8017	7316.27	0.938243	
10.715	4.26000	181.238	37.8026	7316.44	0.938245	
15.915	4.26000	179.385	37.8034	7316.61	0.938247	

Figura 11. Perfil de velocidad en líneas asociadas al recipiente

Estimar la velocidad de Corrosión

El ácido sulfúrico (H₂SO₄) es uno de los productos químicos industriales más utilizados. Un uso común del H₂SO₄ concentrado es durante el proceso de secado en la obtención del cloro. Este ácido es considerado uno de los más fuertes que puede ser extremadamente corrosivo bajo ciertas condiciones. Además la corrosividad de éste varía ampliamente, y depende de muchos factores, destacando principalmente la concentración de ácido, temperatura, los efectos de velocidad y la presencia de impurezas en el ácido, especialmente oxígeno u oxidantes ya que pueden tener un impacto significativo sobre la corrosión.

Aunque el H₂SO₄ corroe el acero al carbono, este tipo de material es elegido típicamente para equipos y tuberías que manipulan H₂SO₄ concentrado (más del 65%) debido a la formación de una capa de sulfato a temperaturas cercanas a la ambiente, sin embargo, esta capa se erosiona fácilmente, con lo que el uso de acero sólo es aceptable para disoluciones estáticas o con baja velocidad de flujo.

Si la velocidad de solución ácida se encuentra por encima de 0,91 m/s o 3 ft/s (flujo turbulento) tendrá un impacto significativo sobre la velocidad de corrosión. Como se mencionó anteriormente, la velocidad del ácido es una consideración importante, ya que la misma pudiese ocasionar corrosión FILC (Corrosión localizada inducida por el flujo) en el acero al carbono.

La Figura 12 muestra el procedimiento seguido para determinar las velocidades de corrosión (Parte 2, página 53. API 581, 2016).

Se realizaron mediciones de temperatura en la superficie del recipiente con ayuda de un pirómetro dos veces al día, de manera puntual en los cabezales y cuerpo del equipo por un lapso de 5 días, para conocer si la temperatura del metal es mayor a 40°C, de acuerdo a lo establecido por la NACE SP0294, de ser así se estudiaría la influencia de esta en la velocidad de corrosión. Según lo mostrado en la Tabla 1, la temperatura promedio máxima es de 39°C.

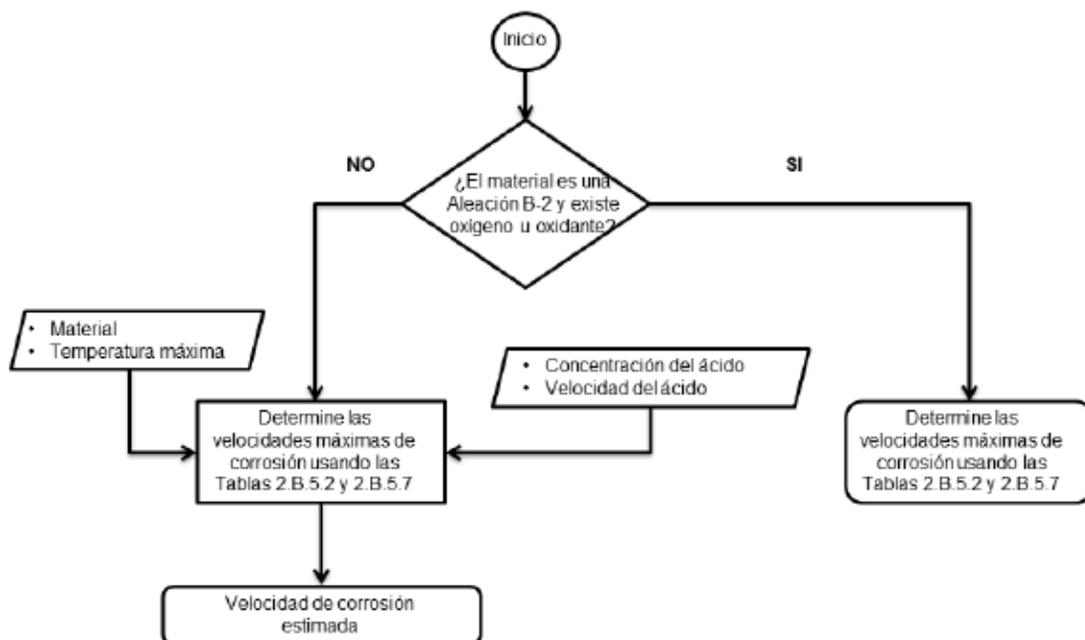
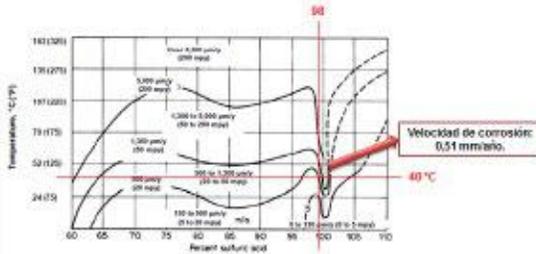


Figura 12. Procedimiento para la determinación de la velocidad de corrosión API 581.

Tabla 1. Medición de temperatura realizada en cuerpo y cabezales

Temperaturas superficiales del tanque TK-4				
	Cara sur	Cara Norte	Cabezal este	Cabezal oeste
Promedio	37	36	37	39
Max	42	40	42	44
Min	33	33	34	32

A continuación, la Figura 13 muestra una representación de la corrosión del acero por ácido sulfúrico fresco y estancado.



que esto ocurra es la elevada velocidad de flujo (mayores a 0,91 m/s) así como el reemplazo de componentes que no cumplen con las especificaciones técnicas.

Crterios para el intervalo de inspección

El intervalo de inspección inicial deberá ser establecido en base a las velocidades de corrosión conocidas. (NACE SP0294 con Extractos de la NACE RP0391 y agregados de API 580). Recipientes nuevos o usados en ácido sulfúrico NO diseñados, fabricados e inspeccionados de acuerdo a los requerimientos mínimos de este estándar deberán recibir inspección visual externa e inspección UT dentro de 2 años posterior a la

puesta en servicio, y una inspección interna dentro de 4 años luego de entrar en servicio. El escaneo por Ultrasonido lineal debe ser empleado en aquellos recipientes propensos a ataque localizado por erosión (influencia del flujo), tal como se refleja en la Tabla 2.

Posterior a la inspección interna inicial, los datos para la próxima inspección externa e interna deberán ser determinados por una Inspección (API 653, API 510). El abordaje para determinar los próximos intervalos de inspección deberá ser basado en condición o riesgo de acuerdo con API 510 o API 653 según corresponda. La Tabla 3 presenta los intervalos de inspección basado en condición y en riesgo.

Tabla 2. Intervalos iniciales y tipos de inspección para el recipiente

Intervalo máximo para la Inspección inicial interna e Inspección UT externa posterior a la puesta en servicio del tanque en ácido sulfúrico.		
Descripción del tanque	Inspección UT Externa (Unidades en Años)	Inspección Interna (Unidades en Años)
Tanque bajo API 653 o API 510 y no construido/modificado bajo este estándar.	2	4
Tanque construido/modificado bajo los detalles de este estándar.	3	6
Tanque en servicio oleo bajo API 653 ó API 510 y no construido/modificado bajo los detalles de este estándar.	3	6
Tanque en servicio oleo bajo los detalles de este estándar.	3	6

Tabla 3. Intervalos posteriores a la primera inspección

Intervalos de re-inspección máximos posterior a la primera inspección				
Descripción del Tanque	Inspección basada en condición		Inspección basada en Riesgo	
	Inspección UT Externa	Inspección Interna	Inspección UT externa	Inspección interna
Tanque ácido sulfúrico	3 años	6 años	Según recomendado por RBI hasta el máximo permitido por API 510 o API 653	Recomendado por el Modelo RBI.

Resultados de la Matriz de riesgo

La Figura 17, mostrada debajo expone la matriz con los resultados obtenidos luego de la evaluación de las probabilidades y consecuencias financieras de cada uno de los componentes del recipiente TK-4 con su respectiva clasificación del riesgo.



Figura 17. Matriz de riesgo para los componentes del recipiente

Como se puede apreciar en la matriz, los componentes ubicados en la parte superior derecha, son aquellos que arrojaron un mayor riesgo, siendo estos: boquilla de entrada, salida y drenaje, así como los circuitos de tuberías asociadas, haciendo énfasis que se deben priorizar dichos componentes al momento de realizar las inspecciones. Por otro lado, en la parte inferior izquierda se ubican el resto de los componentes, demostrando que son estos los de menor riesgo, los cuales son: cuerpo, cabezales, boquilla de recirculación, manhole, entre otros.

Estudio económico de las alternativas basado en análisis de costos del ciclo de vida

El costo total de ciclo de vida debe permitir comparar todas aquellas inversiones de "arreglarlo cuando falla o cuando envejece" a través de la operación, del mantenimiento y tomar la óptima decisión técnica y económicamente viable para restaurarlo o reemplazarlo.

En términos cuantitativos, la confiabilidad se relaciona con el éxito o la falla del rendimiento de la instalación, la confiabilidad operacional

integra un conjunto de buenas prácticas que parten desde la adquisición, la construcción e instalación, el arranque, la operación, el mantenimiento hasta desincorporarlo, la confiabilidad de diseño principalmente ayuda a prevenir fallas mediante acciones evitando hacer actividades innecesarias que se deben ejecutar cuando se opera y se mantiene.

En base a los resultados conseguidos en la evaluación mediante Inspección Basada en Riesgo, se procedió a realizar un análisis de costo de ciclo de vida para determinar la mejor alternativa entre reparar (alternativa 1) o reemplazar el equipo (alternativa 2). El estudio se pronosticó para los próximos 25 años, en la Figura 18 se observan los resultados de ambas alternativas

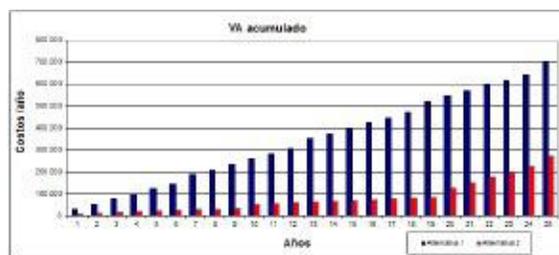


Figura 18. Estudio económico de alternativas basado en costos de ciclo de vida

La Figura 18 muestra dos alternativas, las barras de color rojo representan la opción de reemplazar completamente el equipo, mientras que las barras de color azul es la de reparar las desviaciones encontradas, teniendo ésta última mayor viabilidad puesto que constituye tan sólo un 3% del costo de reemplazo total, logrando evitar un gasto innecesario de 683.031 \$.

Plan de inspección recomendado

El plan de inspección para recipientes horizontales de almacenamiento de H2SO4 debe ser establecido considerando los mecanismos de daños identificados en cada uno de los componentes del recipiente, tomando las siguientes premisas. Los escaneos ultrasónicos lineales de espesor son mucho más propensos a detectar la erosión-corrosión local que las mediciones UT de punto. Las

exploraciones UT son mediciones de espesores continuos (B-Scan) a lo largo de una trayectoria recta conducida manualmente o con una oruga magnética. Los recipientes horizontales deberán tener al menos tres escaneos circunferenciales equidistantes alrededor de las paredes laterales del recipiente y exploraciones verticales en ambos cabezales. Además, los recipientes horizontales deberán tener al menos dos exploraciones horizontales en cada lado del recipiente prestando especial atención al área de la pared lateral cercana a las boquillas de entrada de ácido; la ubicación y longitud de estos barridos deben ser tales que la erosión-corrosión de la pared lateral pueda ser detectada. Es posible que se necesiten exploraciones lineales adicionales dependiendo del diseño del recipiente, el funcionamiento y los resultados de las inspecciones y mediciones del espesor.

Todas las soldaduras deben ser inspeccionadas visualmente para ver si hay defectos tales como grietas, porosidad y corrosión excesiva. El inspector puede emplear técnicas de prueba no destructivas más sensibles tales como el líquido penetrante o la prueba de partículas magnéticas para confirmar los resultados de la inspección visual. Una inspección interna de los recipientes sin revestimiento debe incluir lo siguiente: (a) Todas las soldaduras expuestas al ácido sulfúrico, (b) Válvulas, (c) cuellos de la boquilla del recipiente, (d) Áreas adyacentes a cualquier vía de acceso, (e) Depuradores y Venteos para asegurar que no estén bloqueados, (f) Cualquier otra zona donde pueda producirse corrosión debido a la dilución del ácido sulfúrico.

CONCLUSIONES

Tomando en consideración los resultados obtenidos, se tiene:

- a. Los componentes que arrojaron mayor nivel de riesgo en el TK-4, son: boquilla de entrada, salida y drenaje de Ácido Sulfúrico, así como los circuitos de tuberías asociadas provenientes del despacho de cisterna y envío hacia las torres de secado de Cloro.
- b. IBR nos permite identificar y corregir las desviaciones encontradas, analizando a profundidad la filosofía de diseño y operación para lo cual fue fabricado el recipiente y circuitos

de tuberías asociados, dichas desviaciones pueden comprometer su función principal, que es la de contener el Ácido Sulfúrico.

- c. Optimizar de los planes de inspección y/o ejecución de actividades de mantenimiento preventivo de los componentes que arrojaron mayor nivel de riesgo con base en los resultados obtenidos, pudiendo reducir así los costos de mantenimiento.

- d. Se puede establecer frecuencias de inspección y un alcance de trabajo explícito enfocado en el monitoreo y/o mitigación de los diferentes Mecanismos de Daño identificados en cada uno de los componentes que integran el recipiente

- e. Explorar las implicaciones económicas de cada escenario posible y diseñar planes y estrategias para optimizar el ciclo de vida de los activos.

- f. La evaluación económica pronosticada en un horizonte de 25 años nos indica que la mejor alternativa es la de reparar \$ 21.142 ya que al corregir las desviaciones encontradas puede evitarse el reemplazo del activo diseñado para almacenar Ácido Sulfúrico y que ronda alrededor de los \$ 754.907.

RECOMENDACIONES

Tomando en consideración las conclusiones generadas, se tiene:

- a. Corregir las desviaciones encontradas mediante el restablecimiento de:
 - Depurador y Venteo, para evitar los daños potenciales causados por el hidrógeno mediante el ingreso de humedad al recipiente.
 - Inyección de nitrógeno seco o aire seco al recipiente. Para evitar la formación de ácido sulfúrico diluido.
 - Rediseñar y/o modificar las boquillas de entrada, salida y drenaje de Ácido Sulfúrico, ya que la evaluación realizada mediante IBR indica que las mismas presentan una alta velocidad de corrosión y predice que su vida remanente pudiese ser corta.
- b. Catalogar el tipo de material específico para la reparación y/o reemplazo de los componentes que integran los recipientes de almacenamiento de Ácido Sulfúrico concentrado o diluido que ostenta la planta.
- c. Implantar esta metodología como herramienta en la optimización de planes de inspección y mantenimiento de equipos

estáticos, así como la optimización del programa de inspección en marcha.

d. Esta evaluación permitirá direccionar los recursos disponibles (Humanos, Materiales y Financieros) destinados hacia las próximas inspección y/o ejecución de actividades de mantenimiento preventivo de los componentes que arrojaron mayor nivel de riesgo con base en los resultados obtenidos, reduciendo así los costos de mantenimiento.

e. Optimización de los programas de inspección en marcha y así determinar la cantidad de puntos de inspección requeridos (CML y TML) para cada equipo o circuito de tubería.

f. La Toma de Decisiones debe ser mediante metodologías de Confiabilidad y Análisis de Riesgo, ya que al ejecutar acciones de mantenimiento basada en información incompleta o por conocimiento empírico, incierto o difuso, repercutirá en altos costos y por ende una errónea utilización de los recursos. Es por ello que muchas de las más importantes empresas del mundo utilizan Inspección Basada en Riesgo.

g. Capacitar al personal encargado de la administración y cuidado de los equipos estáticos en la implementación de la tecnología de diseño de planes de inspección basada en riesgo.

AUTORES:

EVELIO CHIRINOS

Ingeniero Mecánico y MSc en Ingeniería de Gas.

evelioch30@hotmail.com

HÉCTOR MEDINA

Ingeniero en Corrosión y Materiales

medinahector2005@gmail.com

ROSANGEL LEAL

Ingeniera Química

rosangelcristal@gmail.com

JOSÉ PRIETO

Ingeniero en Mantenimiento Mecánico

prietosanchezjose@gmail.com

REFERENCIAS Y LECTURAS COMPLEMENTARIAS

- a. API RECOMMENDED PRACTICE 580/581, THIRD EDITION. Risk Based Inspection, February 2016.
- b. API 579-1/ASME FFS-1, June, 2016. Fitness-For-Service.
- c. Adrián Alejandro Balda Salas. "Plan de inspección basada en riesgo para equipos estáticos de una instalación de procesamiento de hidrocarburos", 2006. Universidad Simón Bolívar.
- d. Edgar Fuenmayor. "Análisis de Reemplazo de un Activo Basado en Costos de Ciclo de Vida". Revista Confiabilidad Industrial N° 11. Venezuela. 2011. www.confabilidad.com.ve
- e. Edgar Fuenmayor, José Duran y Luís Sojo. "Decisión de Reemplazo o Reparación de un Equipo", 2011. www.gestionpas55.com.
- f. Elisaúl de Jesús Materán Linares, Elimar Anauro Rojas Monsalve, José Arturo Hernández Mosqueda y Edwin Ericson Gutiérrez Urdaneta. "Aplicación de la tecnología de inspección basada en riesgo (IBR) para la generación de planes óptimos de inspección a equipos estáticos en la industria del petróleo y gas", 2015.
- g. Integrity Assessment Services (IAS). "Inspección Basada en Riesgo según API RP 580/581- Risk Based Inspection", 2014 www.iasca.net.
- h. ISO 55000 Asset Management — Overview, Principles and Terminology, 2014.
- i. NACE SP0294-2006 Práctica estándar. Diseño, Fabricación e Inspección de Sistemas de Recipientes de Almacenamiento para Ácido Sulfúrico Concentrado Fresco y Procesado a Temperaturas Ambientales.
- j. K. Elaya Perumal. "Corrosion Risk Analysis, Risk Based Inspection and a case study concerning a condensate pipeline, 2014. Science Direct. ELSEVIER.
- k. Sang-Min Lee, Yoon-Suk Chang, Jae-Boung y Choi, Young-Jin Kim. "Application of an Enhanced RBI Method for Petrochemical Equipments, 2006.
- l. Zhan Dou, Jun-Cheng Jiang, Zhi-Rong Wang, Xu-Hai Pan, Chi-Min Shu y Long-Fei Liu. "Applications of RBI on leakage risk assessment of direct coal liquefaction process", 2017. Journal of Loss Prevention in the Process Industries.

PREDICTIVA21
BUSCANOS EN TWITTER



@Predictiva21

Síguenos!

PREDICTIVA21

www.predictiva21.com

● ANUNCIA CON NOSOTROS