

ANÁLISIS DE OPTIMIZACIÓN MECÁNICO- ENERGÉTICO DE TURBO-COMPRESORES

María Laura Garbulinski, YPF SA, laura.garbulinski@ypf.com
Gustavo Keim, YPF SA, rolando.keim@ypf.com
Maximiliano Órzola, YPF SA, maximiliano.orzola@ypf.com

I) SINOPSIS

En el último paro programado de la unidad de Cracking Catalítico Fluido (FCC II) de Refinería Luján de Cuyo, se realizó una recuperación mecánica integral de las turbinas de vapor, compresor centrífugo de gases y soplante axial de aire de inyección al circuito del reactor-regenerador de la planta, máquinas únicas y críticas, sin equipo de back up, que ante una necesidad de detenerlos provoca el paro total de la unidad.

Se llegó a la decisión de realizar estos trabajos por necesidades de confiabilidad operativa, respaldada por la mejora en la eficiencia energética que se esperaba obtener luego de la intervención.

Estudios previos realizados por el Complejo indicaban que se estaba trabajando alejado de los parámetros de diseño y por lo tanto había una pérdida significativa de eficiencia y una disminución menor de capacidad.

Por otro lado, los datos históricos mostraban que para estas máquinas, desde su puesta en marcha hace más de 25 años, los trabajos de mantenimiento no habían considerado la recuperación completa de condiciones originales en el interior de ambas turbinas. Tampoco se habían efectuado trabajos en conjunto con los fabricantes para reestablecer los parámetros de diseño de ambos turbo compresores.

El trabajo comenzó varios años antes de la ejecución. Se efectuaron estudios previos de eficiencia, confiabilidad, parámetros de operación, condiciones mecánicas y un trabajo en conjunto con los diseñadores de las cuatro máquinas.

Este trabajo preliminar entre las empresas intervinientes permitió lograr la gestión de compra, contrataciones, maquinarias, mano de obra, repuestos (la gran mayoría importados con largos plazos de entrega) y ejecutar una gran cantidad de tareas, tanto en planta como en talleres externos. Se contó con supervisión de especialistas locales y extranjeros, para lograr hacer una tarea de alta precisión con la tecnología y maquinaria existente en la provincia de Mendoza.

El resultado final fue muy satisfactorio, sobre todo teniendo en cuenta la gran dificultad de coordinación entre todos los actores de este gran proyecto para el cual se tenían los días contados y acotados a la programación del paro de unidad.

Luego de las modificaciones, se observan ahorros en energía que ascienden a 1.985 TnFOE en los 7 meses transcurridos desde el paro de la unidad, que han permitido recuperar un 45% de la inversión extra destinada a efectuar las mejoras mencionadas.

El objetivo del presente trabajo es mostrar los análisis técnicos realizados, la programación y el alcance de los trabajos de mantenimiento, el cumplimiento de los tiempos y los resultados obtenidos en esta compleja tarea.

II) INTRODUCCIÓN

Según estudios Solomon, la Refinería Luján de Cuyo posee una oportunidad de ahorro respecto a los consumos de vapor. Esto se debe en parte a la configuración original de la Refinería que, por falta de confiabilidad de energía eléctrica, ha basado su esquema de funcionamiento en el vapor utilizando principalmente turbinas para el accionamiento de los equipos dinámicos.

Durante el último ciclo de operación de la planta de FCC II, se tuvieron paros imprevistos de la Unidad al menos una vez al año, debido a problemas asociados con el soplante y compresor de gases. Se tenía incertidumbre respecto a las causas de las vibraciones que originaban estos paros y ocasionaban la falta de confiabilidad mecánica. Esto además traía aparejado pérdidas de producción e impactos ambientales y se había podido evaluar la falta de eficiencia de estos equipos respecto al diseño original.

Es por esto que se decidió planificar con varios años de anticipación al paro de planta, la recuperación mecánica integral de las turbinas de vapor, compresor centrífugo de gases y soplante axial de aire de inyección al circuito del reactor-regenerador de la planta. Desde su puesta en marcha hace más de 25 años, los trabajos de mantenimiento no habían considerado la recuperación completa de condiciones originales en el interior de estos equipos, sobre todo enfocada en las turbinas ya que en los compresores se había puesto más detalle en las intervenciones.

Por primera vez, un equipo dinámico iba a ser el camino crítico del paro de planta debido a la complejidad de los trabajos a encarar.

El éxito de esta intervención radica en el esfuerzo conjunto de diferentes sectores, alineados a un objetivo común, y a tener la visión global de analizar el sistema completo asociado a estos equipos.

III) DESARROLLO

Estudios previos

Una turbina de vapor es una máquina térmica que permite aprovechar la expansión del vapor para producir trabajo mecánico. El trabajo mecánico que entregará la turbina en el eje (despreciando pérdidas en cojinetes y sellos) es igual a la diferencia de entalpías entre el vapor que entra a la turbina y el vapor que sale de la misma.

Conforme al segundo principio de la termodinámica (desigualdad de Clausius), una turbina nunca podría extraer más trabajo que el teórico realizable a través de una expansión tal que no haya incremento de entropía (evolución isoentrópica). El trabajo máximo teórico de una turbina (L_t) puede determinarse como la diferencia de entalpías entre el vapor a la entrada de la turbina (H_e) y la entalpía (H_i) que tendría ese vapor si evolucionara isoentrópicamente hasta la isobara de descarga de la turbina.

El trabajo real (L_r) de la turbina siempre será inferior al máximo trabajo teórico, puesto que conforme a Clausius, habrá un incremento de entropía en el vapor. Por ello, la entalpía del vapor en la descarga de la turbina (H_d) será siempre mayor que H_i .

Se intentó determinar la eficiencia isoentrópica real de las turbinas para poder compararla con las de diseño. A partir de estos datos se pudo determinar el extra-consumo de cada máquina.

Se define como Eficiencia Isoentrópica (o Adiabática reversible, que algunos autores simplificaradamente denominan Eficiencia Adiabática) al cociente entre L_r/L_t :

En términos de Entalpía:

$$\xi_i = \frac{L_r}{L_t} = \frac{(H_e - H_d)}{(H_e - H_i)}$$

La inversa de ξ_i , llevada a unidades adecuadas, se conoce como consumo específico de vapor (Ej. TnhVapor/MW). La curva de Consumo específico es normalmente parte de la documentación entregada por el fabricante y permite conocer la ξ_i de diseño de la máquina para cada nivel de carga y en paramétricas de RPM.

Para determinar la ξ_i real, debemos determinar H_e , H_d y H_s .

Conforme a la Regla de Fases de Gibbs, un sistema en equilibrio termodinámico de un componente puro tiene sólo dos grados de libertad, por ello, cualquier estado termodinámico queda definido conocidas dos variables intensivas (por ejemplo, Presión y Temperatura).

En otras palabras, los valores de H_e y H_d pueden determinarse conociendo los valores de P_e , T_e y P_d , T_d respectivamente. Estos parámetros pueden relevarse en campo o en sala si existen los instrumentos adecuados (que normalmente están, sobre todo para grandes turbinas).

El valor de H_i , puede determinarse trazando una transformación isoentrópica en un diagrama de Mollier, entre los estados del vapor de entrada y la isóbara correspondiente al vapor exhausto.

A continuación y a título de ejemplo se muestra la determinación de la ξ_i real de la turbina del Soplante de FCC II: JT-671 usando un diagrama de Mollier Temperatura-Entropía.

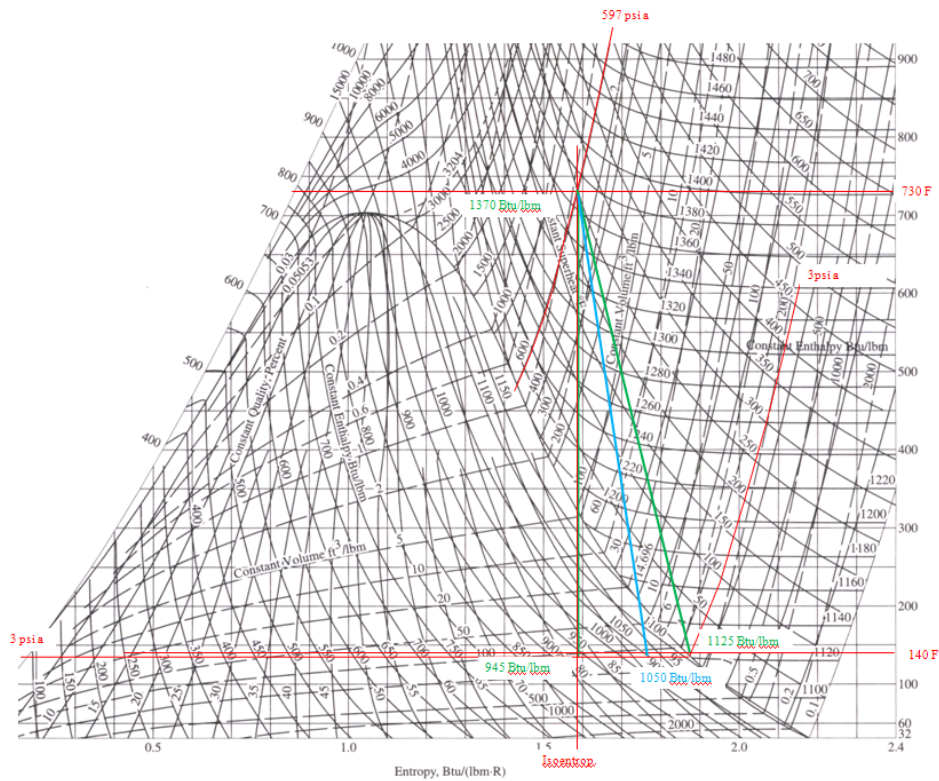


Ilustración 1

Donde:

$H_e = 1370 \text{ Btu/lbm} = f(T_e=730\text{F y } P_e=597 \text{ Psi a})$

$H_s = 1125 \text{ Btu/lbm} = f(T_e=140\text{F y } P_e=3 \text{ Psi a})$

$H_i = 945 \text{ Btu/lbm}$ (se obtiene del diagrama de Molliere).

De esta manera, la ξ_i real de la turbina del Soplane de FCC II resulta:

$$\xi_i = \frac{L_r}{L_t} = \frac{(1370 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} - 1125 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}})}{(1370 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} - 945 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}})}$$

$\xi_i=57.6\%$

El mismo valor puede determinarse usando simuladores, que con mayor precisión indica 58.3%.

Resultados obtenidos en las auditorías de Energía:

Unidad	Turbina	Potencia (Kw)	Datos relevados en campo					Efic. de Diseño	Efic. Isoent. Molliere	Cons. real (TnV/h)	Cons. Teór. (TnV/h)
			RPM	Te (°C)	Pe (kg/cm2)	Ts (°C)	Ps (kg/cm2) Mza.				
FCC II	J-671	2500	6400	388	42,0	60	-0,74	75,5%	58,3%	27,5	21,3
FCC II	J-675	1700	7760	380	42,0	60	-0,74	76,9%	57,1%	16,0	11,9

Tabla 1

Datos de diseño utilizados para obtener las eficiencias originales:

Load Points	1	2	3	4	
Live steam					
- pressure abs	42.2	42.2	42.2	42.2	bar
- temperature	400	400	400	400	°C
- flow	19.82	26.99	29.56	11.40	t/h
Exhaust steam					
- pressure abs	0.1	0.1	0.1	0.1	bar
- flow	19.82	26.99	29.56	11.40	t/h
Speed					
Turbine	6,420	7,190	7,200	5,215	min ⁻¹
Driven machine					min ⁻¹
Output	4,764	6,263	6,890	2,435	kW
Spec. consumption	4.16				kg/kWh

Tabla 2

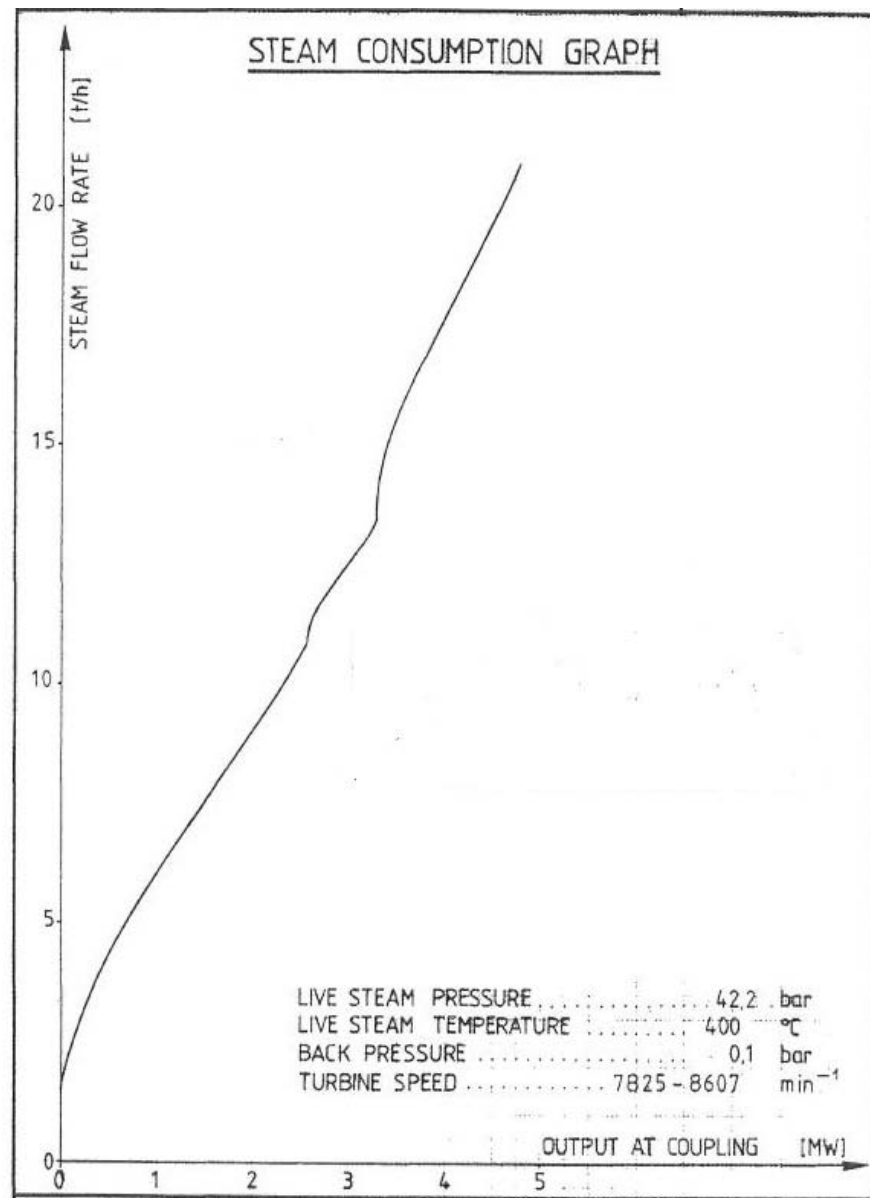


Ilustración 2

Equipos y alcance de los trabajos

JT671:

CARACTERÍSTICAS EQUIPO:

- Turbina de vapor multi-etapas de alta presión a condensación
- Presión entrada vapor: 42 Kg/cm²
- Temperatura entrada vapor: 400°C
- Presión condensación (Abs.): 75 mmHg
- Velocidad de operación: 5500/7600 rpm
- Disparo por sobre velocidad: 8100 rpm
- Potencia: 9370 HP

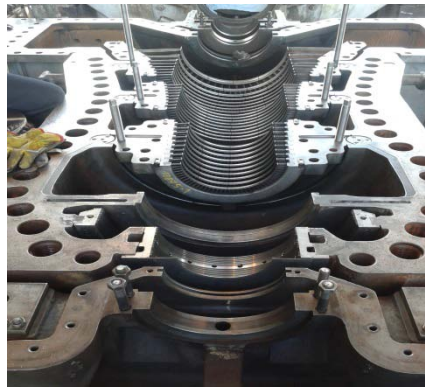
ALCANCE DE TAREAS:

- Desmontaje y traslado de tapa a taller interno para limpieza y control.
- Cuerpo en planta: limpieza, cepillado de guías, reparaciones con TiG y limado de asientos y guías de porta álabes. Realización de ensayos no destructivos. Repaso de todas las roscas.
- Pedestal lado regulador: desmontaje, limpieza y ajuste radia/axial.
- Ensayos no destructivos en soldaduras de tapa y cuerpo, guías de porta álabes, zonas de laberintos y tobera. Realizó ensayo de tintas penetrantes todos los álabes estatóricos.
- Porta alabes superiores (3) e inferiores (3): Cortado de todos los flejes laberínticos, mecanizado de ranuras, instalación de nuevos flejes y alesado final (corte) bajo supervisión de personal especializado. Trabajos realizados en taller local.
- Válvula reguladora de vapor (3 etapas): Cambio de internos (canastos y obturadores) y cambio de internos del actuador hidráulico.
- Válvula de cierre rápido: desarme y reparación de internos. Cambio de internos del actuador hidráulico. Calibración en frío.
- Cambio de rotor con sistema de disparo por sobre velocidad calibrado desde fábrica.
- Cambio ambos cojinetes radiales y cambio cojinete axial. Cambio de termocuplas.
- Cambio de compensador y sellos laberínticos de vapor.
- Cambio de todos los bulones fijación cuerpo/tapa.
- Circuito de aceite de lubricación y regulación: Se realizó flushing oleohidráulico, limpieza interior y exterior de mazos de aceite, depósito principal y tanque elevado, cambios de filtros. Prueba arranque bomba auxiliar.
- Virador: desarme, control y cambio de rodamientos. Cambio de governor y transductor.
- Cambio de aislación completa.
- Prueba de velocidad y disparo de turbina desacoplada.
- Prueba de regulación de velocidad con turbina acoplada y soplante a la atmósfera.



Ilustración 3

Rotor de repuesto montado



Porta álabes montados

J671:

CARACTERÍSTICAS EQUIPO:

- Compresor axial de aire multi-etapas
- Humedad relativa: 42,63%
- Temperatura salida del fluido: 240°C
- Presión succión: atmosférica
- Presión envío: 4,18 Kg/cm²

- Velocidad de operación de manual: 7190 rpm
- Rango regulación de velocidad: 70 – 105%
- Caudal: 115.417 m³/h

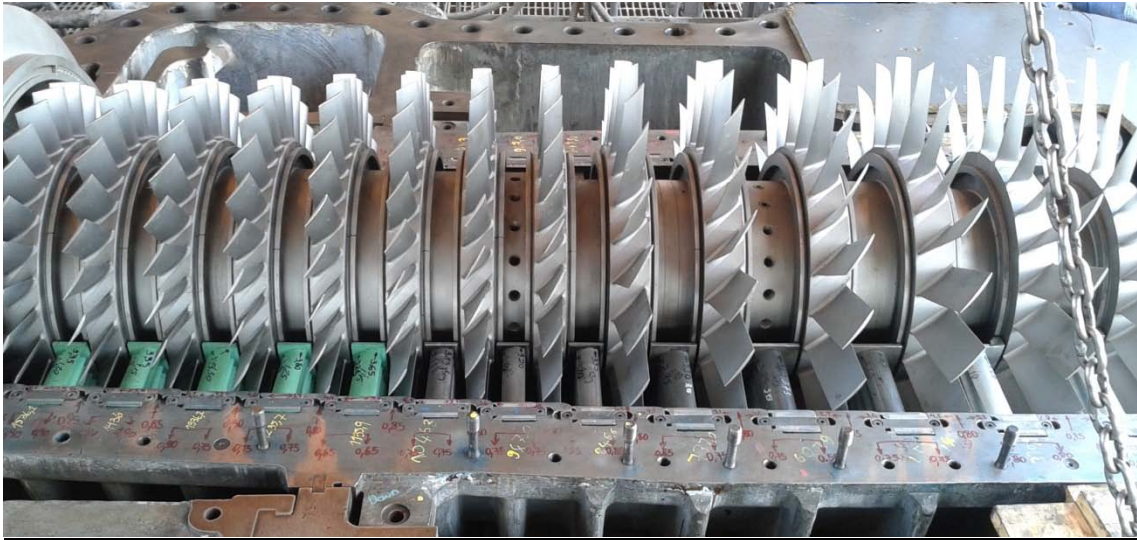


Ilustración 4

ALCANCE DE TAREAS:

- Cambio de Rotor.
- Cambio de Cojinetes.
- Cambio de sellos mecánicos.
- Control y cambio de internos para llevar a diseño de luces de sellos laberínticos.
- Medición de desalineación de cajas de cojinetes en planta.



Ilustración 5

CJ671:

CARACTERÍSTICAS EQUIPO:

- Condensadores de superficie
- Superficie enfriamiento: 1.587 m²
- Entalpía salida vapor: 15.661.980 Kcal/h
- Caudal másico vapor: 29.560 Kg/h
- Presión de condensación (Abs.): 75 mmHg
- Temperatura ingreso agua: 29°C
- Temperatura salida agua: 43°C

ALCANCE DE TAREAS:

- Limpieza mecánica de los condensadores, inter y pos-condensador
- Eyectores reparados por especialista
- Revisión de válvulas plato
- Revisión de fuelles durante la prueba hidráulica
- Detectar otros ingresos de vapor o condensado a los condensadores
- Revisión del funcionamiento de trampas para evacuación de condensado

JT675:

CARACTERÍSTICAS EQUIPO:

- Turbina de vapor multi-etapas de alta presión a condensación
- Presión entrada vapor: 42 Kg/cm²
- Temperatura entrada vapor: 400°C
- Presión condensación (Abs.): 75 mmHg
- Velocidad de operación: 6200/9100 rpm
- Disparo por sobre velocidad: 9500 rpm
- Potencia: 6040 HP

ALCANCE DE TAREAS:

- Desmontaje y traslado de tapa a taller interno.
- Cuerpo en planta: limpieza, cepillado de guías, reparaciones con TiG y limado de asientos y guías de porta álabes. Realización de ensayos no destructivos. Repaso de todas las roscas.
- Pedestal lado regulador: desmontaje, limpieza y ajuste radia/axial.
- Ensayos no destructivos en soldaduras de tapa y cuerpo, guías de porta álabes, zonas de laberintos y tobera. Realizó ensayo de tintas penetrantes todos los álabes estatóricos.
- Porta alabes superiores (3) e inferiores (3): Cortado de todos los flejes laberínticos, mecanizado de ranuras, instalación de nuevos flejes y alesado final (corte) bajo supervisión de personal especializado. Trabajos realizados en taller local.
- Válvula reguladora de vapor (3 etapas): Reparación y asiento de canastos y obturadores. Cambio de internos del actuador hidráulico.

- Válvula de cierre rápido: desarme y reparación de internos. Cambio de internos del actuador hidráulico. Calibración en frío.
- Cambio de rotor con sistema de disparo por sobre velocidad calibrado desde fábrica.
- Cambio de cojinetes radiales y cambio cojinete axial. Cambio de termocuplas.
- Cambio de compensador y sellos laberínticos de vapor.
- Cambio de todos los bulones fijación cuerpo/tapa.
- Circuito de aceite de lubricación y regulación: Se realizó flushing oleohidráulico, limpieza interior y exterior de mazos de aceite, depósito principal y tanque elevado, cambios de filtros. Prueba arranque bomba auxiliar.
- Cambio de governor y transductor.
- Cambio de aislación completa.
- Prueba de regulación de velocidad y disparo de turbina desacoplada.



Ilustración 6

Estado de laberintos de porta álabes.



Rotor turbina de repuesto

J675:

CARACTERÍSTICAS EQUIPO:

- Compresor centrífugo de gas húmedo de hidrocarburo de 2 etapas, cada una de ellas con 3 impulsores o sub etapas.
- Humedad relativa: 90%
- Temperatura salida 1ª etapa del fluido: 100°C
- Temperatura salida 2ª etapa del fluido: 110°C
- Presión succión 1ª etapa: 0,7 Kg/cm²
- Presión envío 1ª etapa: 3,8 Kg/cm²
- Presión succión 2ª etapa: 3,5 Kg/cm²
- Presión envío 2ª etapa: 13,5 Kg/cm²
- Velocidad de operación de manual: 6200/9080 rpm
- Caudal: 24.000 m³/h

ALCANCE DE TAREAS:

- Cambio de Rotor.
- Cambio de Cojinetes.
- Cambio de sellos mecánicos.

- Control y adecuación a diseño de luces de sellos laberínticos.
- Medición de desalineación de cajas de cojinetes en planta.



Ilustración 7

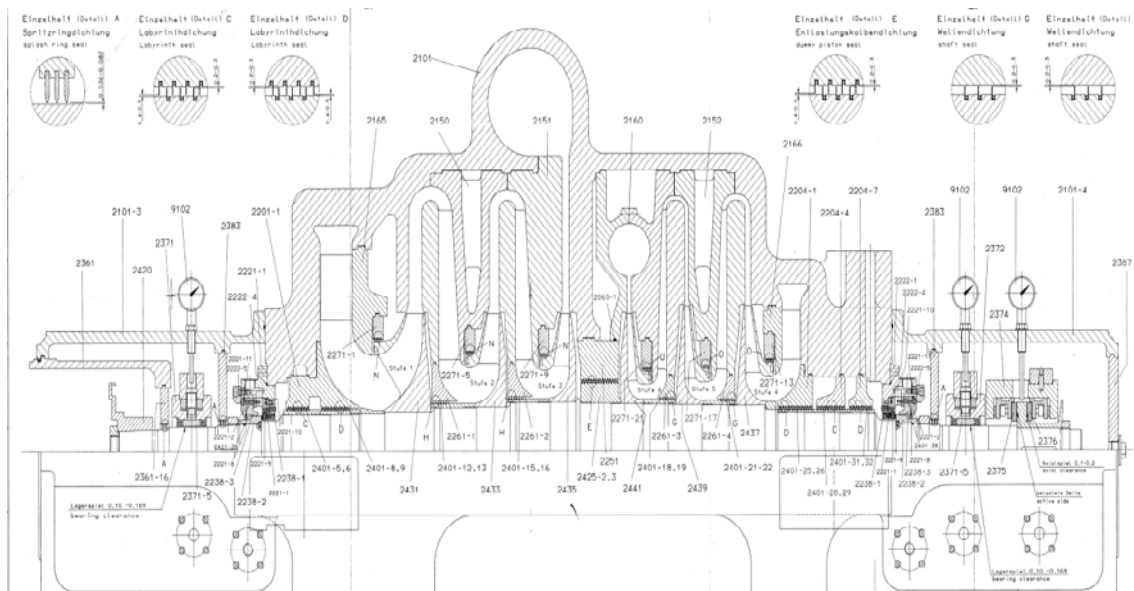


Ilustración 8



Ilustración 9

CJ675:

CARACTERÍSTICAS EQUIPO:

- Condensadores de superficie
- Superficie enfriamiento: 1.117,90 m²
- Entalpia salida vapor: 11.018.360 Kcal/h
- Caudal másico vapor: 20.890 Kg/h
- Presión de condensación (Abs.): 75 mmHg
- Temperatura ingreso agua: 29°C
- Temperatura salida agua: 43°C

ALCANCE DE LAS TAREAS:

- Limpieza mecánica de los condensadores, inter y pos-condensador
- Eyectores reparados por especialista
- Revisión de válvulas plato
- Revisión de fuelles durante la prueba hidráulica
- Detectar otros ingresos de vapor o condensado a los condensadores
- Revisión del funcionamiento de trampas para evacuación de condensado

Resultados

Como resultado final de los trabajos se cumplió con la programación, el presupuesto estimado, el alcance definido y los tiempos planificados.

A los fines mecánicos y operacional el resultado final de funcionamiento de los turbo-compresores fue con caudales, valores de vibraciones, temperatura y desplazamientos axiales normales y dentro de las especificaciones del fabricante sin tener episodios anormales, todo en

óptimas condiciones y brindando la confiabilidad mecánica y operativa buscada con todo el trabajo.

A continuación algunos valores del compresor J675 en funcionamiento luego de la intervención:

Vibraciones y desplazamiento axial:

DESCRIPCION	TAG	ACTUAL	ALARMA	PARO
DESP. AXIAL COMPR LOA	ZI6409A	0,1664	± 0,35 mm	± 0,449 mm
DESP. AXIAL COMPR LOA	ZI6409B	0,14693		
VIBRACIONES COMPR LOA	VI6408A	24,4819	60 mic	90 mic
VIBRACIONES COMPR LOA	VI6408B	22,9347		
VIBRACIONES COMPR LA	VI6407A	12,9002		
VIBRACIONES COMPR LA	VI6407B	19,602		

Tabla 3

Temperaturas de cojinetes:

DESCRIPCION	TAG	ACTUAL
COJINETE AXL ACT CMP 01	TI0687_1	61,9968
COJINETE AXL ACT CMP 02	TI0687_2	59,9963
COJINETE AXL ACT CMP 03	TI0687_3	57,9958
COJINETE AXL ACT CMP 04	TI0687_4	55,9999
COJINETE AXL ACT CMP 05	TI0687_5	69,9988
COJINETE AXL ACT CMP 06	TI0687_6	60,9989
COJ RDL S ACCNTO CMP07	TI0687_7	57,9958
COJ RDL ACCNTO CMP 08	TI0687_8	58,9984

Tabla 4

A continuación algunos valores la turbina JT 675 en funcionamiento luego de la intervención:

Vibraciones y desplazamiento axial:

DESCRIPCION	TAG	ACTUAL	ALARMA	PARO
DESP. AXIAL TURBINA LOA	ZI6403A	-0,15361	± 0,35 mm	± 0,45 mm
DESP. AXIAL TURBINA LOA	ZI6403B	-0,20913		
VIBRACIONES TURBINA LOA	VI6404A	11,655	60 mic	90 mic
VIBRACIONES TURBINA LOA	VI6404B	15,4363		
VIBRACIONES TURBINA LA	VI6406A	16,599		
VIBRACIONES TURBINA LA	VI6406B	14,3284		

Tabla 5

Temperaturas de cojinetes:

DESCRIPCION	TAG	ACTUAL	DESCRIPCION	TAG	ACTUAL
COJ RDL S ACCNTO TRB 09	TI0687_9	49,9985	COJ RDL S ACCNTO TRB 09	TI0687_14	52,9969
COJ RDL ACCNTO TRB 10	TI0687_10	70,9967	COJ RDL ACCNTO TRB 10	TI0687_15	59,9963
COJINETE AXL ACT TRB 11	TI0687_11	53,9995	COJINETE AXL ACT TRB 11	TI0687_16	57,9958
COJINETE AXL ACT TRB 12	TI0687_12	52,9969	COJINETE AXL ACT TRB 12	TI0687_17	55,9999
COJINETE AXL ACT TRB 13	TI0687_13	53,9995	COJINETE AXL ACT TRB 13	TI0687_18	56,9979

Tabla 6

A continuación algunos valores del compresor J671 luego de la intervención:

Vibraciones y desplazamiento axial:

DESCRIPCION	TAG	ACTUAL	ALARMA	PARO
DESP. AXIAL COMPR LOA	ZI6418A	-0,01169	± 0,35 mm	± 0,449 mm
DESP. AXIAL COMPR LOA	ZI6418B	-0,02756		
VIBRACIONES COMPR LOA	VI6416A	11,3529	60 mic	90 mic
VIBRACIONES COMPR LOA	VI6416B	22,8523		
VIBRACIONES COMPR LA	VI6417A	30,2744		
VIBRACIONES COMPR LA	VI6417B	27		

Tabla 7

Temperaturas de cojinetes:

DESCRIPCION	TAG	ACTUAL
COJINETE AXL ACT CMP 01	TI0686_1	66,9958
COJINETE AXL ACT CMP 02	TI0686_2	70,9967
COJINETE AXL ACT CMP 03	TI0686_3	71,9993
COJINETE AXL ACT CMP 04	TI0686_4	76,9982
COJINETE AXL ACT CMP 05	TI0686_5	61,9968
COJINETE AXL ACT CMP 06	TI0686_6	60,9989
COJ RDL S ACCNTO CMP07	TI0686_7	76,9982
COJ RDL ACCNTO CMP 08	TI0686_8	88,9966

Tabla 8

A continuación algunos valores la turbina JT 671 en funcionamiento luego de la intervención:

Vibraciones y desplazamiento axial:

DESCRIPCION	TAG	ACTUAL	ALARMA	PARO
DESP. AXIAL TURBINA LOA	ZI6412A	-0,08113	± 0,35 mm	± 0,45 mm
DESP. AXIAL TURBINA LOA	ZI6412B	-0,07512		
VIBRACIONES TURBINA LOA	VI6413A	23,9143	60 mic	90 mic
VIBRACIONES TURBINA LOA	VI6413B	26,2825		
VIBRACIONES TURBINA LA	VI6415A	39,2102		
VIBRACIONES TURBINA LA	VI6415B	39,4055		

Tabla 9

Temperaturas de cojinetes:

DESCRIPCION	TAG	ACTUAL	DESCRIPCION	TAG	ACTUAL
COJ RDL S ACCNTO TRB 09	TI0686_9	82,9997	COJ RDL S ACCNTO TRB 09	TI0686_14	47,998
COJ RDL ACCNTO TRB 10	TI0686_10	74,9977	COJ RDL ACCNTO TRB 10	TI0686_15	58,9984
COJINETE AXL ACT TRB 11	TI0686_11	59,9963	COJINETE AXL ACT TRB 11	TI0686_16	58,9984
COJINETE AXL ACT TRB 12	TI0686_12	60,9989	COJINETE AXL ACT TRB 12	TI0686_17	57,9958
COJINETE AXL ACT TRB 13	TI0686_13	0	COJINETE AXL ACT TRB 13	TI0686_18	56,9979

Tabla 10

Ahorro de Energía

Se observan ahorros en energía que ascienden a 1.985 TnFOE en los 7 meses transcurridos desde el paro de la unidad, que han permitido recuperar un 45% de la inversión extra destinada a efectuar las mejoras mencionadas.

En términos de vapor se observa una disminución promedio de ambas turbinas de 3,6 tn/h de vapor de alta presión. Tener en cuenta que las mejoras han permitido obtener también aumentos en la capacidad de los equipos.

Ahorros mayores podrían haberse obtenido de haber podido cambiar las toberas de la turbina del soplante que se observaron algo erosionadas, no se pudo hacer durante esta intervención y quedará para la próxima parada programada de unidad.

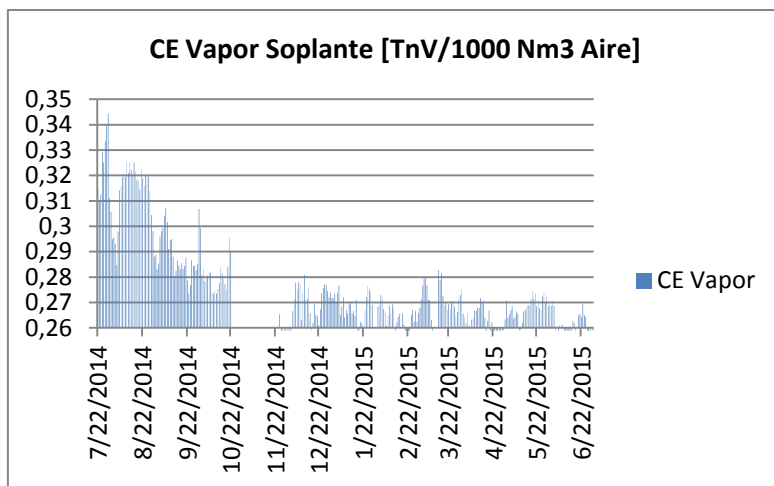


Ilustración 10

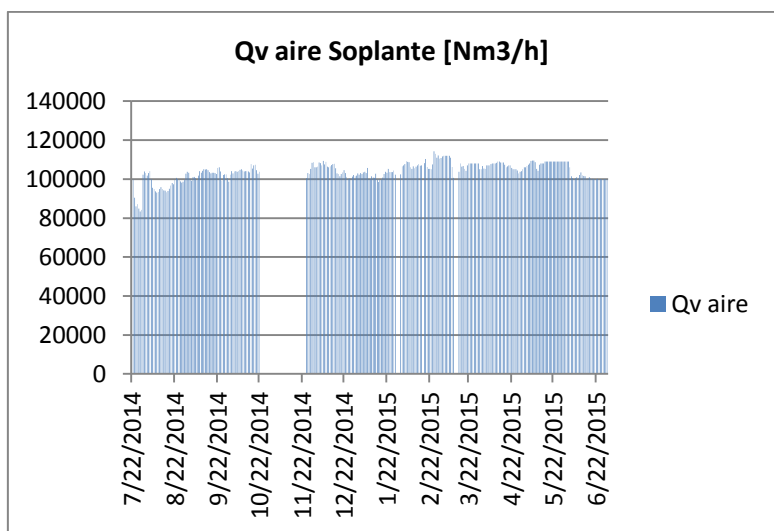


Ilustración 11

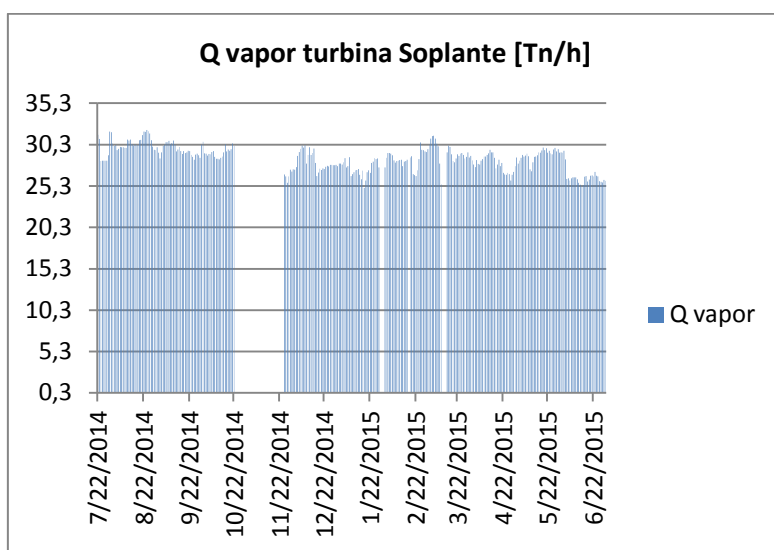


Ilustración 12

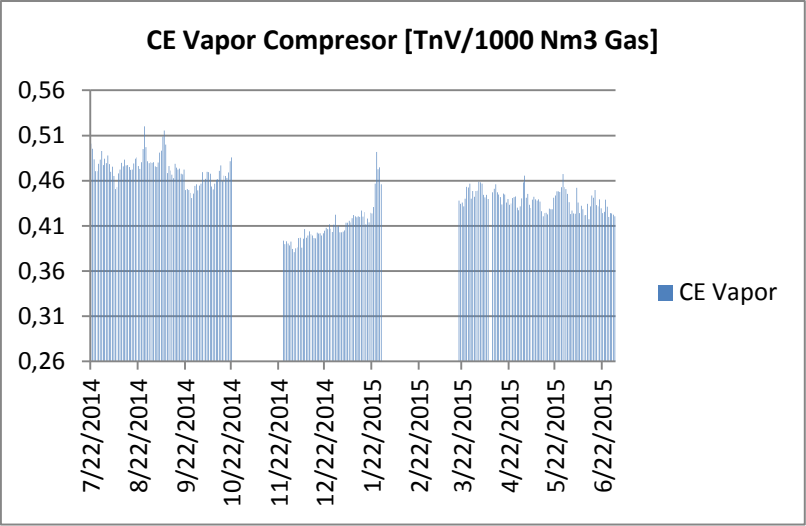


Ilustración 13

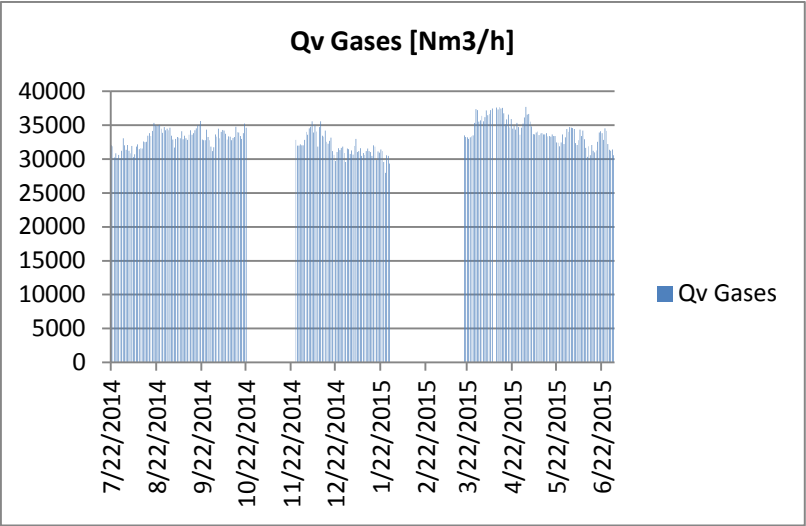


Ilustración 14

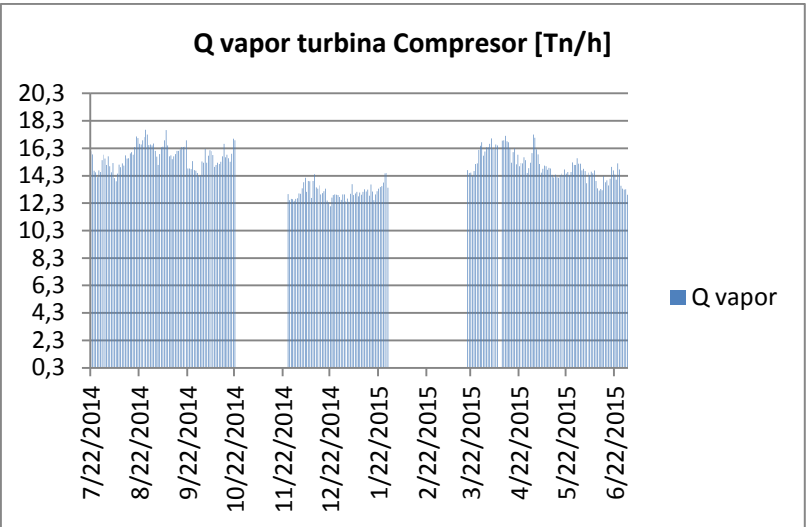


Ilustración 15

IV) CONCLUSIONES

Los paros de planta programados son los momentos indicados para realizar el mantenimiento mayor de oportunidad para brindarle a los equipos y a la operación confiabilidad y eficiencia. Toda intervención no programada que se produzca durante el periodo de operación, se traduce en pérdidas no deseadas, gastos excesivos por mantenimiento correctivo de emergencia y lucro cesante, entre otras.

Esta experiencia nos brindó la oportunidad de lograr un resultado muy positivo para la empresa con un trabajo grupal intersectorial donde cada uno de los integrantes resigna parte de su interés estanco en busca de una visión global del beneficio de toda la compañía, asumiendo responsabilidades y riesgos asociados donde es imprescindible que la Alta Dirección comunique estas ideas en cascada y se realice un trabajo en equipo realmente fuerte para beneficio final de la empresa.

V) BIBLIOGRAFÍA

A Working Guide To Process Equipment - Norman Lieberman (1996)

Informe Solomon Refinería Luján de Cuyo – Año 2012

Manual del fabricante

VI) BREVE CV

María Laura Garbulinski

Ingeniera Industrial – Universidad Nacional de Cuyo

Experiencia laboral en YPF desde el año 2009

Puesto actual Analista de Gestión Energética en Refinería Luján de Cuyo

Gustavo Keim

Ingeniero Electromecánico – Universidad Tecnológica Nacional – Facultad Regional Mendoza (1.999)

Diferentes empresas en las que hizo su carrera:

YPF S.A. Refinería Luján de Cuyo desde 1.994 a la actualidad.

Cargo actual: Jefe Verificación Mecánica – Mantenimiento – Refinería Luján de Cuyo - Mendoza

Maximiliano Orzola

Ing. Mecánico Aeronáutico – Universidad Nacional de Córdoba (1998)

Diferentes empresas en las que hizo su carrera:

1998, YPF S.A.-Refinería Luján de Cuyo (RLC), Inspector mecánico

2001 a 2004 Refinería Petronor, Ing. de Mant° área Energías.

2004 al 2006 RLC, Ing. Mant° área Conversión.

Cargo actual: Jefe Mantenimiento Mecánico – Refinería Luján de Cuyo.