



Universidad
Tecnológica
de Bolívar

CARTAGENA DE INDIAS



ACREDITADA
INSTITUCIONES DE
RESOLUCIÓN MEN 1166 DE 2011

Sergio Ballestas, *Tesis de grado*. UTB. Cartagena 2012

TRIGENERACIÓN INDUSTRIAL-CALCULOS TERMODINÁMICOS Y ECONÓMICOS CASO ABOCOL CARTAGENA

SERGIO ANDRÉS BALLESTAS RODRÍGUEZ

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA

CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.

2012



Universidad
Tecnológica
de Bolívar

CARTAGENA DE INDIAS



ACREDITADA
INSTITUTO COLOMBIANO DE
RESOLUCIÓN MEN 1166 DE 2011

Sergio Ballestas, *Tesis de grado*. UTB. Cartagena 2012

TRIGENERACIÓN INDUSTRIAL-CALCULOS TERMODINÁMICOS Y ECONÓMICOS CASO ABOCOL CARTAGENA

SERGIO ANDRÉS BALLESTAS RODRÍGUEZ

**Tesis de Grado presentada como requisito para optar al título de
Ingeniero mecánico**

Director

PhD, MSc, ME, Esp., Bch

BIENVENIDO SARRÍA LÓPEZ

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA

CARTAGENA

2012

Cartagena D. T. y C., 30 de Mayo de 2012.

Señores

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingeniería Mecánica

Comité Evaluador de Trabajos de Grado

Cordial saludo.

Por medio de la presente, me permito someter a su consideración la tesis titulada “**TRIGENERACIÓN INDUSTRIAL-CALCULOS TERMODINÁMICOS Y ECONÓMICOS CASO ABOCOL CARTAGENA**”, del estudiante SERGIO ANDRÉS BALLESTAS RODRÍGUEZ, para optar por el título de ingeniero mecánico.

Cordialmente,

SERGIO ANDRÉS BALLESTAS RODRÍGUEZ

C.C. 1047.431.680

Cartagena D. T. y C., 30 de Mayo de 2012.

Señores

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingeniería Mecánica

Comité Evaluador de Trabajos de Grado

Cordial saludo.

Por medio de la presente, me permito someter a consideración la tesis con título **“TRIGENERACIÓN INDUSTRIAL-CALCULOS TERMODINÁMICOS Y ECONÓMICOS CASO ABOCOL CARTAGENA”**, elaborado por el estudiante SERGIO ANDRÉS BALLESTAS RODRÍGUEZ, en el que me desempeño como Director.

Cordialmente,

PhD. Bienvenido Sarría.

Director de Tesis.

Yo, SERGIO ANDRÉS BALLESTAS RODRÍGUEZ, mayor de edad y domiciliado en la ciudad de Cartagena D. T y C. e identificado como consta al pie de la presente, de manera libre y espontánea, manifiesto en este documento mi voluntad de ceder a la **UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR** los derechos patrimoniales, consagrados en el artículo 72 de la Ley 23 de 1982 sobre Derechos de Autor, del trabajo final denominado **TRIGENERACIÓN INDUSTRIAL-CALCULOS TERMODINÁMICOS Y ECONÓMICOS CASO ABOCOL CARTAGENA** producto de mi actividad académica para optar el título de **INGENIERO MECÁNICO** de la Universidad Tecnológica de Bolívar.

La Universidad Tecnológica de Bolívar, entidad académica sin ánimo de lucro, queda por lo tanto facultada para ejercer plenamente los derechos anteriormente cedidos en su actividad ordinaria de investigación, docencia y extensión. La cesión otorgada se ajusta a lo que establece la Ley 23 de 1982. Con todo, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada con arreglo al artículo 30 de la Ley 23 de 1982. En concordancia suscribo este documento que hace parte integral del trabajo antes mencionado y entrego al Sistema de Bibliotecas de la Universidad Tecnológica de Bolívar.

Dado en la ciudad de Cartagena de indias D. T y C., a los 30 días del mes de Mayo de 2012.

SERGIO ANDRÉS BALLESTAS RODRÍGUEZ

C.C. 1047.431.680



Universidad
Tecnológica
de Bolívar

CARTAGENA DE INDIAS



ACREDITADA
INSTITUCIONES DE
RESOLUCIÓN MEN 1166 DE 2011

Sergio Ballestas, *Tesis de grado*. UTB. Cartagena 2012

Nota de Aceptación

Firma del Presidente del Jurado

Firma del Jurado

Firma del Jurado

Cartagena de Indias D.T. y C., 30 de Mayo de 2012.



A toda mi familia, que con su apoyo incondicional desde que di mis primeros pasos, me han formado y encaminado a ser lo que soy hoy en día, sin duda este nuevo logro en mi vida también es de ellos.

A todas las personas que han puesto su grano de arena desinteresadamente para la culminación de este trabajo.

Sergio Ballestas.

“Se debe hacer todo tan sencillo como sea posible, pero no más sencillo.”

Albert Einstein.

AGRADECIMIENTOS

El autor expresa sus agradecimientos a:

PhD. Bienvenido Sarria, por todo el conocimiento que me impartió durante mi pregrado, la confianza que depositó en mi, dedicación y consejos como profesor y amigo; sin el nada de esto hubiera sido posible.

A todos los ingenieros de la empresa **ABOCOL** que me apoyaron incondicionalmente durante la realización de este trabajo, con su conocimiento, tiempo y confianza. Muy especialmente a **Luis Fernando Lesmes, Carlos Llinas, Calixto Camacho, Laily Ortega y Dario Londoño**.

Ing. Luis Majana Coneo, por sus valiosas enseñanzas en todos los campos de la ingeniería mecánica y sobre todo las bases en termodinámica, por brindarme su amistad incondicional y tratarme como a un hijo; de igual modo sin el este trabajo no hubiera sido posible.

Nuevamente a mis padres **Pedro y Mónica** piedras angulares y cimientos de mi vida, a mis hermanas, tíos y primos, pero sobre todo a mi abuela amada **Antonia**, segunda madre, que me crió y formó con bases en principios y valores, a ella le debo gran parte de lo que hoy soy como persona y profesional; En vida quiero dedicarte este trabajo, gracias por estar allí...

Tabla de contenido

LISTADO DE IMÁGENES.....	4
LISTADO DE GRAFICAS	5
LISTADO DE TABLAS.....	8
INTRODUCCIÓN	17
JUSTIFICACIÓN	18
PROBLEMA CIENTÍFICO.....	19
OBJETIVOS GENERALES	20
OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	21
1. ESTADO DEL ARTE DE LOS CICLOS DE TRI-GENERACIÓN CON TURBINAS A GAS (TG) CALDERA RECUPERADORA DE CALOR (HRSG) Y CHILLER DE REFRIGERACIÓN.....	22
1.1 COMPRESORES CÁMARAS DE COMBUSTIÓN Y TURBINAS A GAS 23	
1.1.1 Compresores.....	25
1.1.2 Cámara de combustión.....	26
1.1.3 Turbina de expansión	29
1.1.4 Calderas HRSG.....	30
2. ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE TECNOLOGÍAS PARA ENFRIAMIENTO DEL AIRE A LA ENTRADA DEL COMPRESOR	34
2.1 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	34
2.1.1 Rendimiento	36
2.1.2 Ventajas.....	38
2.1.3 Desventajas	38
2.2 REFRIGERACIÓN POR ADSORCIÓN.....	38
2.3 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN	44
3. DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE GENERACIÓN DE VAPOR Y ENERGÍA ELECTRICA EN ABOCOL-CARTAGENA	47
3.1 TURBOVAPOR.....	47
3.1.1 Turbina	48
3.2 TURBOGAS	49
3.2.1 Turbina de gas.....	50
3.3 SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR.....	51

4.	PLANTA DE AMONIACO PROCESO DE PRODUCCIÓN E INFLUENCIA SOBRE LA PLANTA DE SERVICIOS INDUSTRIALES	53
4.1	PLANTA DE AMONIACO PROCESO DE PRODUCCIÓN.....	54
4.2	PLANTA DE ACIDO NITRICO PROCESO DE PRODUCCIÓN.....	55
4.3	INFLUENCIA DE LAS DEMANDAS DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE AMONIACO SOBRE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS DE LA PLANTA DE SERVICIOS INDUSTRIALES	57
4.3.1	Fallas mecánicas.....	58
4.3.2	Paradas de planta y arranques	58
4.3.3	Disminución de la producción debido al comportamiento del mercado	59
5.	EFFECTO DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES SOBRE EL DESEMPEÑO DE LAS TURBINAS A GAS	60
6.	ASPECTOS METODOLÓGICOS	64
6.1	ESQUEMA DE BLOQUE DE COGENERACIÓN Y PUNTOS DE MEDICIÓN DE VARIABLES	65
6.2	PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE INDICADORES ENERGÉTICOS DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN	67
6.2.1	Eficiencia del compresor.....	67
6.2.2	Metodología para determinar el Heat Rate de la turbina	68
6.2.3	Cálculo del consumo específico de combustible	69
6.2.4	Cálculo de la eficiencia térmica de la turbina	70
6.2.5	Eficiencia global del bloque de cogeneración.....	71
6.2.6	Heat Rate del bloque de cogeneración	72
6.3	PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS DE EL BLOQUE DE TRI-GENERACIÓN.....	74
6.3.1	Metodología para determinar el Heat Rate de la turbina	74
6.3.2	Cálculo del consumo específico de combustible	75
6.3.3	Eficiencia global del bloque de tri-generación.....	76
6.3.4	Heat Rate del bloque de tri-generación.....	78
6.4	CÁLCULO DE FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DEL COMPRESOR Y GASES PRODUCTO DE COMBUSTIÓN A TRAVÉS DE LA TURBINA A GAS	78
6.4.1	Cálculo del exceso de aire en los productos de combustión	79
6.4.2	Cálculo de flujo másico de aire y gases productos de combustión en el sistema	80

6.5	CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES CALORIFICAS PARA EL AIRE Y PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN Y SU VARIACIÓN CON LA TEMPERATURA	81
6.5.1	Cálculo de la capacidad calorífica del aire a presión constante	82
6.5.2	Cálculo de la capacidad calorífica a presión constante de los gases productos de la combustión.....	82
6.6	CÁLCULO DEL EFECTO REFRIGERANTE Y CALOR NECESARIO PARA ACTIVAR EL CHILLER.....	83
6.7	SELECCIÓN DEL CHILLER POR ABSORCIÓN	84
6.8	CALULO DE LOS COEFICIENTES DE UTILIZACIÓN DE ENERGÍA PRIMARIA	86
6.9	METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN	86
7.	RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	87
7.1	TRABAJO DEL COMPRESOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA A LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR.....	88
7.2	POTENCIA ELÉCTRICA GENERADA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA A LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR	89
7.3	INDICADORES ENERGÉTICOS DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN DE LA EMPRESA ABOCOL-CARTAGENA	90
7.4	INDICADORES ENERGÉTICOS DEL BLOQUE DE TRIGENERACIÓN PROPUESTO.....	96
7.5	CÁLCULO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN.....	107
8.	VALORACIÓN AMBIENTAL.....	110
	CONCLUSIONES	115
	RECOMENDACIONES.....	118
	BIBLIOGRAFIA	119
	ANEXOS	123



LISTADO DE IMÁGENES

- **Imagen 1.** Compresor, cámara de combustión y turbina a gas.
 - **Imagen 2.** Generador, compresor, cámara de combustión y turbina a gas del modelo que se encuentra operando en la empresa ABOCOL-Cartagena.
 - **Imagen 3.** Compresor de flujo axial.
 - **Imagen 4.** Cámara de combustión tipo silo o tubular. [27]
 - **Imagen 5.** Alabes estáticos direccionadores del flujo de los gases. [27]
 - **Imagen 6.** Turbina de expansión.
 - **Imagen 7.** Caldera HRSG de la empresa ABOCOL-Cartagena
 - **Imagen 8.** Fotografías de equipos de refrigeración por Adsorción y Absorción.
 - **Imagen 9.** Esquema y diagrama T-S del ciclo de refrigeración por compresión.
 - **Imagen 10.** Turbina a vapor 12.5 MWh del área de servicios industriales de la empresa ABOCOL-Cartagena.
 - **Imagen 11.** Bloque cogenerador con turbina a gas TG y caldera recuperadora de calor HRSG del área de servicios industriales de la empresa ABOCOL-Cartagena.
 - **Imagen 12.** Proceso de producción de la planta de ácido nítrico ABOCOL-Cartagena.
 - **Imagen 13.** Efecto de la temperatura del aire en la succión del compresor sobre la potencia eléctrica generada. [29]
 - **Imagen 14.** Efecto de la temperatura del aire a la entrada del compresor sobre los principales indicadores de la turbina a gas. [7]
-

LISTADO DE GRAFICAS

- **Grafica 1.** Clasificación de los tipos de compresores (Cabeza Vs Flujo).
 - **Grafica 2.** Esquema del sistema de refrigeración amoniac-agua de absorción.
 - **Grafica 3.** Diagrama T-S del ciclo de refrigeración por absorción.
 - **Grafica 4.** Diagrama T-S, se representa el trabajo de una maquina de Carnot invertida.
 - **Grafica 5.** Ciclo operativo de la máquina de adsorción.
 - **Grafica 6.** Capacidad de enfriamiento del ciclo de adsorción con variaciones del caudal de agua caliente.
 - **Grafica 7.** Capacidad de enfriamiento del ciclo de adsorción con variaciones de la temperatura de agua caliente
 - **Grafica 8.** Esquema de producción de amoniac de la planta Abocol-Cartagena.
 - **Grafica 9.** Esquema del bloque de cogeneración de la planta de servicios industriales de la empresa Abocol Cartagena; Los números indican los puntos en los cuales se tomaran las medidas de la diferentes variables.
 - **Grafica 10.** Trabajo del compresor en función de la temperatura de succión del compresor.
 - **Grafica 11.** Potencia eléctrica generada en función de la temperatura de succión del compresor.
 - **Grafica 12.** Comportamiento del Heat rate de la turbina y del bloque de cogeneración con la variación de la potencia eléctrica generada.
 - **Grafica 13.** Comportamiento de la Eficiencia del bloque de cogeneración durante los días en que se realizo el estudio.
 - **Grafica 14.** Comportamiento del Heat rate de la turbina y el bloque de cogeneración durante los días de estudio.
-

- **Grafica 15.** Comportamiento de la eficiencia del bloque de cogeneración respecto a la potencia eléctrica generada.
 - **Grafica 16.** Comportamiento de la eficiencia del bloque de cogeneración respecto a la generación de vapor en la HRSG.
 - **Grafica 17.** Comportamiento del Heat rate de la turbina y del bloque de cogeneración respecto a la generación de vapor en la HRSG.
 - **Grafica 18.** Efecto refrigerante necesario para alcanzar la potencia eléctrica deseada.
 - **Grafica 19.** Flujo másico de aire que entra al compresor y su relación con la potencia eléctrica.
 - **Grafica 20.** Calor necesario suministrar al chiller por absorción en función de la potencia eléctrica generada.
 - **Grafica 21.** Consumo específico de combustible contra potencia eléctrica generada.
 - **Grafica 22.** Eficiencia del bloque de tri-generación en función de la potencia eléctrica generada.
 - **Grafica 23.** Heat rate del bloque de tri-generación a diferentes salidas de potencia.
 - **Grafica 24.** Heat rate de la turbina con tri-generación a diferentes salidas de potencia.
 - **Grafica 25.** Efecto refrigerante necesario a las diferentes horas durante los días de en que se realizó el estudio.
 - **Grafica 26.** Efecto refrigerante necesario a diferentes horas del día durante el día más crítico observado en el estudio.
 - **Grafica 27.** Coeficientes y su variación con la potencia eléctrica de salida.
 - **Grafica 28.** Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 15°C durante los días de estudio.
-



- **Grafica 29.** Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 10°C durante los días de estudio.
 - **Grafica 30.** Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 5°C durante los días de estudio.
 - **Grafica 31.** Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 15°C durante las horas de estudio.
 - **Grafica 32.** Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 10°C durante las horas de estudio.
 - **Grafica 33.** Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 5°C durante las horas de estudio.
-

LISTADO DE TABLAS

- **Tabla 1.** Costos de gestión logística y portuaria desde Shanghái hasta Cartagena de indias.
 - **Tabla 2.** Retorno de la inversión en años del sistema de refrigeración por absorción.
 - **Tabla 3.** Composición de los gases productos de la combustión.
 - **Tabla 4.** Tabla resumen de los indicadores energéticos cogeneración Vs Tri-generación.
-

INTRODUCCIÓN

La investigación que se da a conocer en este documento consiste en el estudio de los indicadores energéticos de la planta de cogeneración con turbina a gas TG y caldera recuperadora de calor HRSG del área de servicios industriales de la empresa ABOCOL-Cartagena, con el fin de proponer la implementación de un nuevo sistema de TRI-GENERACIÓN en el cual la energía residual de los gases producto de combustión que se liberan por la chimenea, sea aprovechada para activar un sistema de refrigeración por adsorción o absorción. Esta investigación además pretende arrojar resultados sobre cual alternativa es mas apropiada para el caso específico de la empresa desde los puntos de vista técnicos y económicos (apoyados en los cálculos termodinámicos y económicos) para satisfacer sus necesidades específicas y como la implementación de estos sistemas puede ayudarnos a optimizar costos y reducir el impacto ambiental por la generación de energía eléctrica, vapor para proceso y refrigeración.

En este documento se explica lo básico sobre los ciclos de tri-generación, los componentes principales de un bloque cogenerador y tri-generador; una descripción básica de los sistemas de generación de potencia eléctrica y vapor de la planta en estudio junto con información básica del proceso de producción y como estos procesos afecta a nuestro bloque energético.

Por ultimo se explican las metodologías y resultados obtenidos de la evaluación energética del bloque de cogeneración y del propuesto bloque de tri-generación, obtenidas de normas ASME, artículos científicos y tesis de maestría y doctorado recientes (últimos 5 años) con el fin de valorar la factibilidad técnica y económica de la implementación de la tri-generación.

JUSTIFICACIÓN

- Los sistemas de tri-generación de energía han demostrado ser más eficientes que los sistemas de cogeneración y por ende aún más eficientes que los sistemas de producción separada o ciclo simple.
- Debido a su alta eficiencia y bajo impacto ambiental los sistemas de tri-generación se han popularizado en todo tipo de industrias en las últimas 2 décadas; en especial las del sector petroquímico ya que estas empresas suelen demandar los tres servicios para el proceso (Calor, potencia eléctrica y refrigeración).
- Producir estos servicios energéticos a bajo costo, alta confiabilidad, disponibilidad a cargas variables y bajo impacto ambiental (alta eficiencia) son sin duda uno de los fuertes de los bloques energéticos de tri-generación y lo convierten en la solución perfecta de las empresas del siglo XXI que buscan la optimización de sus costos de producción, aumento de la competitividad y el desarrollo sostenible.
- El sistema de tri-generación sería una gran ventaja para la empresa Abocol-Cartagena, gracias a que es capaz de responder a las altas y variables demandas de las 3 formas de energía que su proceso de producción exige.
- Este trabajo está enfocado a la propuesta de un sistema de tri-generación para satisfacer las 3 demandas de energía antes mencionadas con una mayor eficiencia, menor costo e impacto ambiental.

PROBLEMA CIENTÍFICO

Actualmente el bloque de cogeneración con turbina a gas TG y caldera recuperadora de calor HRSG de la empresa ABOCOL-Cartagena se encuentra generando en promedio 12 MW de energía eléctrica y alrededor de 42000 lb/h de vapor a una presión de 605 Psig y 815 °F.

La capacidad de producción de potencia eléctrica de la turbina en condiciones ISO (15 °C y 60% Humedad relativa y 1 atm) es de 15MW, capacidad que no se ha podido alcanzar debido a las altas temperaturas y humedad relativa que poseemos en la ciudad de Cartagena (32 °C y 70%-80% humedad relativa). El principal problema con estas condiciones es la densidad del aire, ya que esta disminuye en función de la temperatura; las actuales condiciones ambientales hacen trabajar la turbina a gas de manera ineficiente elevando el consumo de combustible, costos elevados de producción y emisiones contaminantes de gases NO_x y CO, entre otros gases de efecto invernadero.

La solución que se ha planteado para este problema es el enfriamiento del aire a la entrada del compresor a las condiciones ISO, lo cual aumentara la densidad del aire que entra al sistema, permitiendo manejar un mayor flujo másico que realizara mas trabajo en la turbina; como resultado reducirá el trabajo consumido por el compresor, lo cual permitirá obtener la máxima potencia eléctrica, menor consumo de combustible específico y emisiones de efecto invernadero, en general una mayor eficiencia del bloque energético.



OBJETIVOS GENERALES

- Realizar los cálculos termodinámicos y económicos para implementar un sistema de tri-generación en la empresa ABOCOL-Cartagena con el fin de disminuir la temperatura del aire en la succión del compresor; utilizando una fuente de energía primaria en el combustor del bloque energético (Gas natural).



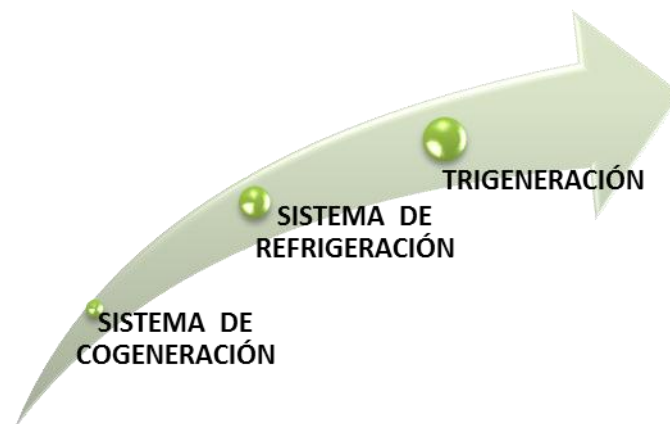
OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Evaluar los diferentes indicadores energéticos del nuevo bloque de cogeneración de la empresa ABOCOL-Cartagena (HR turbina, HR de la cogeneradora, eficiencia del compresor, eficiencia de la turbina, eficiencia de la HRSG, eficiencia global de la cogeneradora y consumo específico de combustible).
- Obtención de curvas y modelos matemáticos de los indicadores energéticos citados anteriormente.
- Análisis comparativo para selección el equipo de producción de frío, para convertir el bloque de cogeneración nuevo, en un bloque de tri-generación. En base a criterios técnico-económicos. (Absorción, adsorción y compresión)
- Cálculo, dimensionamiento y selección de un equipo real disponible en el mercado del sistema de refrigeración escogido, para implementar en el bloque cogenerador.
- Determinación de los indicadores energéticos de la central Tri-generadora propuesta. Para diferentes valores de carga eléctrica y térmica.
- Evaluar la viabilidad técnico-económica de la implementación del sistema de tri-generación en la nueva planta de cogeneración.
- Elaborar, para la planta tri-generadora propuesta y la cogeneradora nueva, un programa en Microsoft Excel para calcular automáticamente los indicadores energéticos, graficas y modelos matemáticos.
- Realizar un artículo científico sobre los resultados de la investigación.

1. ESTADO DEL ARTE DE LOS CICLOS DE TRI-GENERACIÓN CON TURBINAS A GAS (TG) CALDERA RECUPERADORA DE CALOR (HRSG) Y CHILLER DE REFRIGERACIÓN

La técnica de la tri-generación comenzó a implementarse a principios de 1980, esta nació de la necesidad de las 3 formas de energía útil y de la permanente búsqueda de la eficiencia energética y mejor aprovechamiento de los recursos.

La tri-generación es la producción simultánea de electricidad, calor y refrigeración provenientes de una fuente de energía primaria; como lo es el gas natural, la tri-generación se considera una extensión de la cogeneración ya que solo se debe agregar un sistema de refrigeración activado con gases calientes productos de la combustión o un sistema de refrigeración convencional por compresión que se activa con la potencia eléctrica generada del bloque; en ambos caso se debe evaluar la conveniencia de cada sistema de refrigeración y cual se vuelve mas eficiente. Desde el punto de vista termodinámico, los sistemas de tri-generación son simplemente sistemas de ciclos de calor y potencia combinados más un sistema de refrigeración por compresión o absorción (CCHP).



De cualquier modo las ventajas de la tri-generación como el ahorro energético y aumento en los coeficientes globales de eficiencia la han posicionado fuertemente como una alternativa de gran reducción del costo energético de los procesos productivos donde se requieren importantes cantidades de calor en forma de vapor o agua caliente, frío industrial o energía eléctrica y un mejorador indudable de los impactos ambientales.

La tri-generación se puede conseguir de 3 maneras, con refrigeración por compresión que tiene un consumo eléctrico, la de absorción que utiliza los gases calientes que se botan a la atmósfera o vapor de la HRSG y por último refrigeración conjunta que es una combinación de las dos anteriores.



En el **capítulo 3** se analizarán los diferentes sistemas de refrigeración y se decidirá cuál es el más conveniente para el bloque cogenerador en cuestión.

1.1 COMPRESORES CÁMARAS DE COMBUSTIÓN Y TURBINAS A GAS

Las turbinas a gas están compuestas por un tren de compresión como el que se muestra en la **imagen 1**, en estos sistemas el compresor, cámara de combustión y turbina se encuentran sobre el mismo eje y acoplados al generador eléctrico generalmente por una caja reductora de velocidad en el lado del compresor. El estudio de estos tres elementos como un todo es de gran importancia para determinar el rendimiento de la turbina a gas.



Un ejemplo de esto se evidencia en el compresor, la eficiencia de este es muy importante en el rendimiento global de la turbina de gas, ya que consume entre un 55% y 60% de la energía generada por la turbina de gas. A continuación se presenta información sobre cada uno de estos elementos, lo cual nos ayudara a entender mas a fondo la intrínseca relación que hay entre estos y ver como se afecta el sistema en general en función de las principales variables de operación de estos dispositivos.

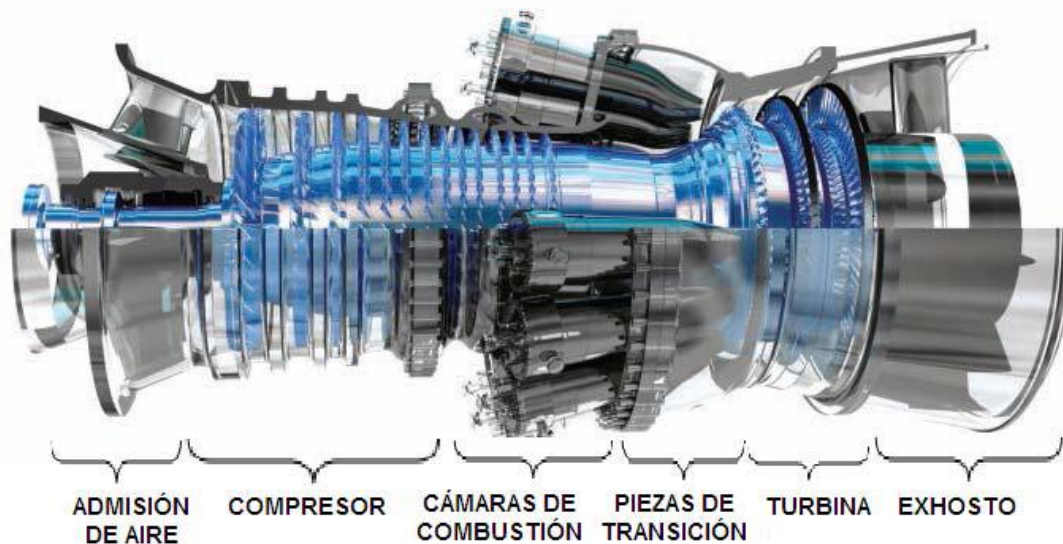


Imagen 1. Compresor, cámara de combustión y turbina a gas.

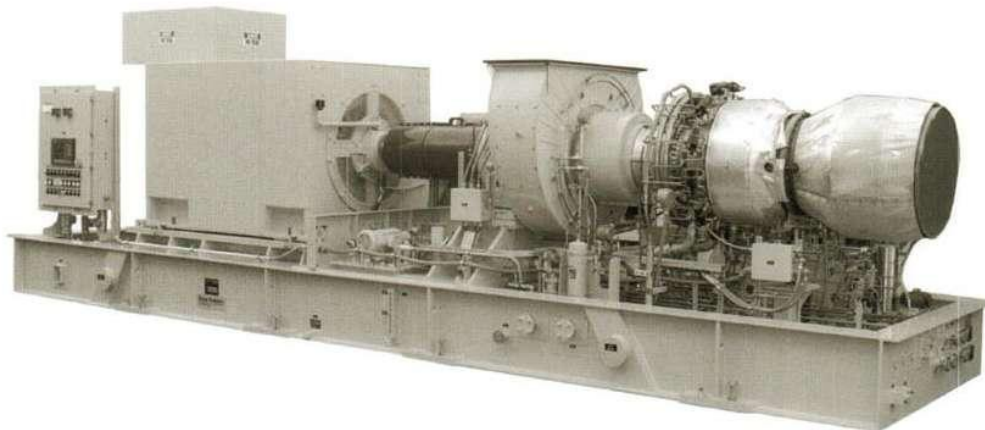
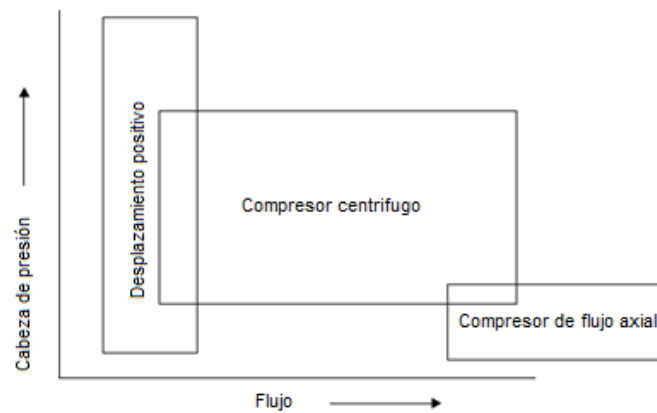


Imagen 2. Generador, compresor, cámara de combustión y turbina a gas del modelo que se encuentra operando en la empresa ABOCOL-Cartagena.

1.1.1 Compresores

Un compresor es un dispositivo, que presiona un gas (fluido de trabajo). Los tipos de compresores se clasifican según la cabeza de presión y de flujo másico que pueden suministrar. Los compresores de *desplazamiento positivo* se utilizan para el flujo de baja y alta presión (cabeza), los compresores *centrífugos* son flujo medio y presión media, y compresores de *flujo axial* son de alto flujo y baja presión.



Grafica 1. Clasificación de los tipos de compresores (Cabeza Vs Flujo).

Los dos tipos de compresores utilizados en turbinas de gas, son axiales y centrífugos. Casi todas las turbinas de gas que producen más de 5 MW tienen compresores de flujo axial. Algunas pequeñas turbinas de gas emplean una combinación de un compresor axial seguido por una unidad centrífuga. En el caso de la turbina a gas en estudio, el compresor es de tipo axial, por lo cual solo se hará mención de esta clase.

1.1.1.1 Compresores de flujo axial

Los compresores de flujo axial comprimen el fluido de trabajo acelerándolo en primer lugar y luego es circulado para obtener un aumento de presión. El fluido es acelerado por una fila de la rotación de perfiles o láminas (el rotor) y difundido por una fila de hojas fijas (estator). La difusión en el estator

convierte el aumento de la velocidad adquirida en el rotor a un aumento de la presión. Un rotor y un estator constituyen una etapa de un compresor. Un compresor consiste generalmente en múltiples etapas. Una fila adicional de hoja fija (los álabes de guía) en uso frecuente en la entrada del compresor para garantizar que el aire entra en la primera etapa de los rotores en el ángulo deseado. En un compresor de flujo axial el aire pasa de una etapa a la siguiente fase con cada aumento de la presión ligeramente. El uso de múltiples etapas permite que aumente la presión global hasta 40:1. [2]



Imagen 3. Compresor de flujo axial.

1.1.2 Cámara de combustión

El calor se introduce en las turbinas de gas a través de la cámara de combustión. Esta cámara recibe el aire comprimido proveniente del compresor y lo envía a una elevada temperatura hacia la turbina expansora, idealmente sin pérdida de presión. De esta forma, la cámara de combustión es un calentador de aire donde el combustible, mezclado con mucha mayor cantidad de aire que lo que correspondería a una mezcla estequiométrica aire-gas. Existen varios tipos de cámaras de combustión, pero en general pueden agruparse en tres categorías: las anulares, las tuboanulares y las tipo silo.

1.1.2.1 La cámara de combustión anular

La cámara de combustión anular es la solución adoptada principalmente por Alstom y Siemens para sus turbinas industriales, y en general, es la que suelen implementar la práctica totalidad de las turbinas aeroderivadas. Esta disposición supone que existe una única cámara en forma de anillo que rodea al eje del compresor-turbina; dicha cámara consta de un solo tubo de llama, también anular, y una serie de inyectores o quemadores, cuyo número puede oscilar entre 12 y 25 repartidos a lo largo de toda la circunferencia que describe la cámara. El aire entra en el espacio entre el interior de la cámara a través de los diferentes huecos y ranuras por simple presión diferencial. El diseño de estos huecos y ranuras divide la cámara en diferentes zonas, para facilitar la estabilidad de llama, la combustión, la dilución y para crear una fina capa de enfriamiento en las paredes de ésta.

1.1.2.2 Cámaras de combustión tuboanulares

Las cámaras de combustión tuboanulares están formadas por grupos de cámaras tubulares que se montan en el interior de un cilindro. Este diseño trata de combinar las virtudes de los anteriores buscando la robustez de las tubulares combinada con la compacidad de las anulares. Es frecuente encontrar entre seis y diez cámaras tubulares ensambladas en el interior de la envolvente anular. El flujo de aire puede ser directo o inverso dependiendo de la aplicación. En este tipo de cámara de combustión se requiere una mayor cantidad de aire de refrigeración que en las tubulares y las anulares ya que la superficie del quemador es mayor. El flujo de gases en estos equipos es más estable que en las anulares debido a que cada zona del anillo tiene su propia tobera y en consecuencia una primera zona independiente de las demás.

1.1.2.3 Cámaras de combustión tipo silo o tubulares

Las cámaras de combustión tubulares o tipo silo tienen forma cilíndrica y están montadas de manera concéntrica en el interior de otro cilindro. Las principales ventajas que presentan son su simplicidad, su fácil diseño y su fácil acceso. Como problema presentan que son grandes y pesadas en comparación a otros tipos de cámara de combustión y por ello su aplicación está relegada únicamente a la industria. *Cámaras de combustión tipo Silo* tienen la cámara de combustión fuera del eje que une la turbina y el compresor, puesto en la parte superior, los inyectores se instalan atravesando el techo superior de la cámara, y los gases de escape llegan a la turbina de expansión por una abertura inferior conectada a ésta, son turbinas que por ahora se utilizan para combustibles experimentales como el hidrógeno. [3]

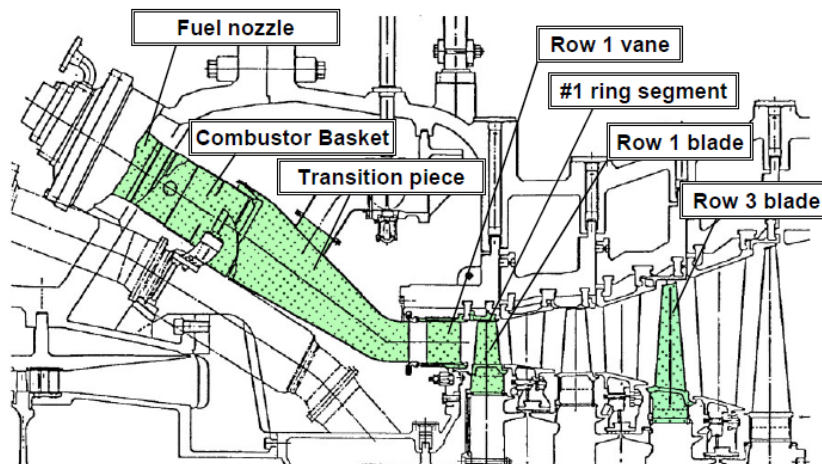


Imagen 4. Cámara de combustión tipo silo o tubular. [27]

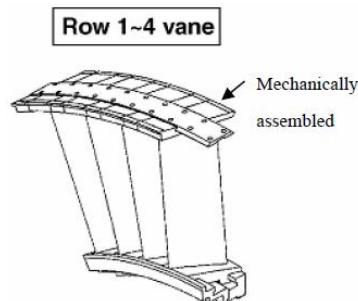


Imagen 5. Alabes estáticos direccionadores del flujo de los gases. [27]

1.1.3 Turbina de expansión

La turbina de expansión está diseñada para aprovechar la velocidad de salida de los gases de combustión y convertir su energía cinética en energía mecánica rotacional. Todas sus etapas son por lo tanto de reacción, y deben generar la suficiente energía para alimentar al compresor y la producción de energía eléctrica en el generador. Suele estar compuesta por 4 o 5 etapas, cada una de ellas integrada por una corona de alabes con un adecuado diseño aerodinámico, que son los encargados de hacer girar el rotor al que están unidos solidariamente. Además de estos, hay antes de cada etapa un conjunto de alabes fijos sujetos a la carcasa, y cuya misión es redireccionar el aire de salida de la cámara de combustión y de cada etapa en la dirección adecuada hasta la siguiente.

Los alabes deben estar recubiertos por material cerámico para soportar las altas temperaturas, además, un flujo de aire refrigerador proveniente del compresor los atraviesa internamente, saliendo al exterior por pequeños orificios practicados a lo largo de toda su superficie. [15]



Imagen 6. Turbina de expansión.

1.1.4 Calderas HRSG

Se conoce como Caldera de vapor HRSG (Heat recovery steam generator) a aquella unidad en la cual se puede cambiar de estado de líquido a vapor al fluido de trabajo (agua) en un proceso a presión constante y controlado, en algunos casos se puede llevar hasta un estado de vapor sobrecalentado, mediante la transferencia de calor de los gases calientes productos de combustión, provenientes de la turbina a gas. [5]

1.1.4.1 Clasificación de las calderas de vapor

Las calderas en general se clasifican de acuerdo a la posición relativa de sus tubos, en acuotubulares (el agua recorre los tubos y exteriormente los gases de la combustión) y piro-tubulares (los gases recorren tubos rodeados por el agua). En el caso de nuestras HRSG de la planta de servicios industriales tenemos calderas acuotubulares.

1.1.4.1.1 Calderas acuotubulares

En estas calderas los gases de combustión circulan por la parte externa de los tubos, mientras que por su interior lo hace el agua. Estas calderas tienen un gran espectro de producción de vapor, la cual puede variar desde una pequeña producción, en calderas compactas, hasta las grandes producciones y presiones hasta 150 kg/cm², cómo es el caso de las centrales termoeléctricas.

Las calderas acuotubulares se clasifican en:

- Compactas (Hogar integral pequeño y Hogar integral grande)
 - No Compactas (Tubo recto y Tubo curvo)
 - Alta presión y temperatura
 - Lecho fluidizado (Burbujeante, Circulante, Presurizado)
-



1.1.4.1.2 Variables importantes en las calderas a vapor

- Agua de alimentación, vapor producido, vapor de atomización y purga: Temperatura, presión y flujo (Tipo, temperatura, presión y densidad relativa).
- Poder calorífico superior
- Capacidad calorífica
- Composición (%mol y %peso)
- Gases de combustión: Temperatura,
- Contenido de oxígeno (%volumen)
- Contenido de bióxido de carbono (% volumen)
- Contenido de monóxido de carbono (ppm)

1.1.4.1.3 Partes integrales de la caldera

- *Casco o domo*: Está colocado en la mitad de la caldera en su parte superior, y aloja en su interior la válvula del regulador, para cerrar o regular la cantidad de vapor que necesiten los cilindros,
- *Hogar o caja de fuego*: Cámara de la caldera donde se produce la combustión del gas con aire (En el caso de las HRSG estos quemadores son auxiliares por si se requiere de mayor producción de vapor, ya que estas deben producir el vapor suficiente con los gases productos de la combustión que se expandieron en la turbina a gas). Pueden ser de tipo refractario o enfriado por agua.
- *Quemadores*: Ocorre la combustión del gas. El quemador funciona con un ligero exceso de oxígeno $\pm 3\%$ para asegurar que la combustión sea completa y no se generen gases indeseables como el CO (monóxido de carbono).

1.1.4.1.4 Selección de calderas

Seis criterios deben ser considerados al momento de seleccionar una caldera para cumplir con los requerimientos de la aplicación.

Estos criterios son:

1. Requerimientos de códigos y normas: Existe un número de códigos y normas, leyes y regulaciones que abordan a las calderas y el equipo asociado que deben ser considerados cuando se diseña un sistema. Los requerimientos regulatorios son dictados por varias instituciones y todas ellas se enfocan principalmente en la seguridad.
2. Producción de vapor o agua caliente (naturaleza de la operación): Las calderas de vapor y agua caliente se definen de acuerdo a la presión de diseño y presión de operación. La presión de diseño es la máxima presión utilizada en el diseño de la caldera con el propósito de calcular el mínimo grosor permisible o las características físicas de las partes del recipiente a presión de la caldera.
3. Carga de la caldera: La carga del sistema es medida ya sea en unidades de energía (kJ, kcal, BTU, etc.) o en unidades de flujo másico de vapor (kg/h, TON/h, lb/h, etc.) a una presión y temperatura específicas.
4. Número de calderas
5. Consideraciones de funcionamiento
6. Consideraciones especiales



Imagen 7. Caldera HRSG de la empresa ABOCOL-Cartagena

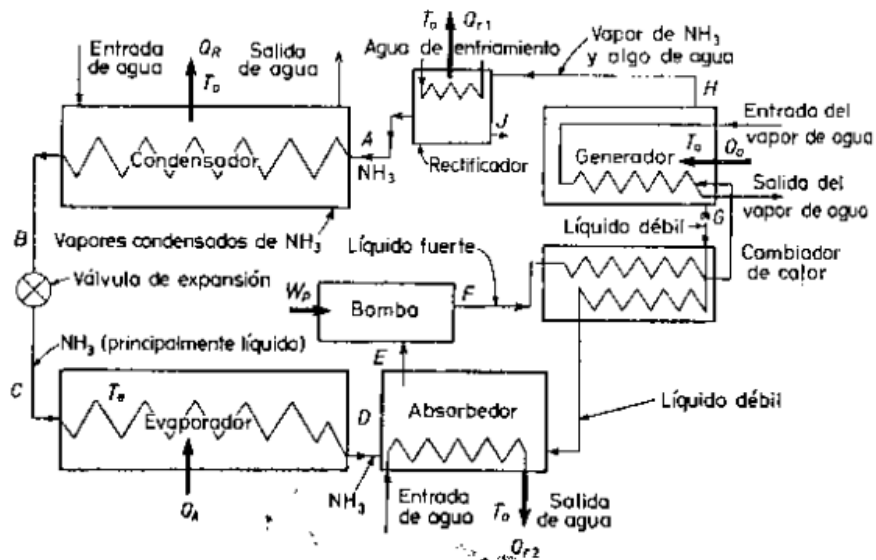
2. ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE TECNOLOGÍAS PARA ENFRIAMIENTO DEL AIRE A LA ENTRADA DEL COMPRESOR

2.1 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

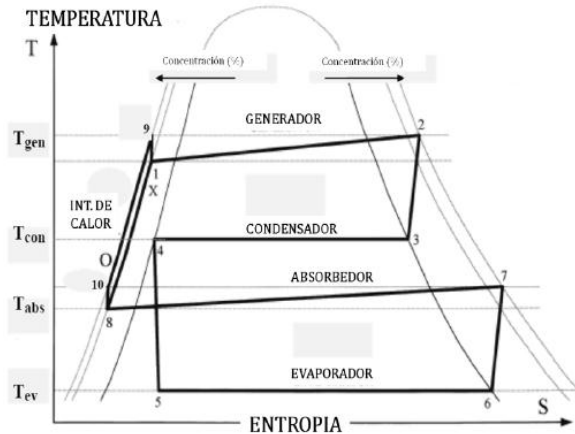
Los sistemas de refrigeración por adsorción se caracterizan por el hecho de que el refrigerante es absorbido por un absorbente en el lado de baja presión del sistema y es liberado en el lado de alta presión; la ventaja derivada de estos procesos adicionales es que el trabajo suministrado al sistema sólo necesita ser el suficiente para bombear un líquido desde la región de baja presión hasta la de alta del sistema. Se ha demostrado ampliamente que el trabajo necesario para bombear una masa determinada de gas o de vapor es mucho mayor que el necesario para bombear una masa igual de líquido.

Los elementos esenciales de un sistema de absorción de amoníaco-agua (refrigerante-absorbente) se indican en la **Grafica 2** nótese que en lugar del compresor de los sistemas convencionales de refrigeración por compresión, existen una serie de complicados dispositivos (relativamente hablando). Empezando por el condensador en A, encontramos al principio los mismos procesos que en un sistema de refrigeración por compresión, o sea: la condensación del vapor desde A hasta B, estrangulamiento hasta una presión mas baja de B a C, el proceso de refrigeración en el espacio frío, C a D. Después de salir del espacio frío, el vapor entra a un absorbedor. Como el agua disuelve el amoníaco, el agua del absorbedor absorberá el amoníaco proveniente del evaporador. Una solución concentrada de amoníaco se llama *líquido fuerte*; una solución diluida o de baja concentración se le llama *líquido débil*. El proceso de absorción de del amoníaco libera calor, que es arrastrado por el agua de enfriamiento. El líquido fuerte es bombeado desde el absorbedor, E, hasta F, a través de un cambiador de calor (regenerador,

mas adelante se explica el porqué de su nombre) de F a G, hasta el generador. En este, serpentines de vapor calientan el líquido fuerte, que entonces desprende el amoníaco en forma de vapor. En el estado del regenerador, la cantidad de agua en una mezcla en equilibrio de vapores de agua y amoníaco es relativamente pequeña, pero debe eliminarse o retirarse para evitar su congelación en el evaporador. Por lo tanto, desde el regenerador, los vapores pasan por una rectificadora (llamada también analizador), que separa el agua en forma de líquido fuerte que retorna al regenerador en J. El vapor del amoníaco pasa al condensador en A, desde donde este ciclo se repite. Considerando nuevamente el generador, observaremos que el proceso de ebullición del amoníaco deja una solución débil. Esta solución retorna luego desde el generador, a través del cambiador de calor, al absorbedor, donde absorbe amoníaco nuevamente. Este cambiador de calor sirve para enfriar la solución débil durante su retorno hacia el absorbedor y para calentar la solución fuerte en su paso hacia el generador, y de este modo ahorra calor en el generador y reduce el calor rechazado o cedido en el absorbedor. Es un intercambio de energía dentro del sistema, un proceso regenerativo.



Grafica 2. Esquema del sistema de refrigeración amoníaco-agua de absorción.



Grafica 3. Diagrama T-S del ciclo de refrigeración por absorción.

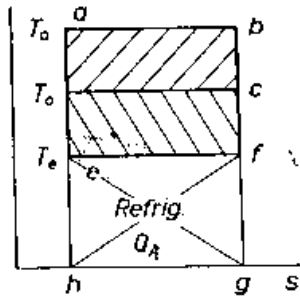
2.1.1 Rendimiento

El coeficiente de desempeño o rendimiento es el de los ciclos frigoríficos, efecto de refrigeración (producción) divididas por el calor suministrado al generador (consumo); o si la energía para accionar las bombas se toma en cuenta, el denominador incrementa en la cantidad de estos trabajos; esto es, el factor de rendimiento:

$$\eta_p = \frac{Q_A}{Q_a} \quad \text{o bien} \quad \eta_p = \frac{Q_A}{Q_a + \Sigma W}$$

El valor más alto posible del rendimiento se obtiene utilizando ciclos reversibles. Supongamos que el calor Q_a transmitido a la temperatura T_a sin caída de temperatura en el generador se utilice en una máquina de Carnot. Si esta máquina reversible rechaza su calor al sumidero a la temperatura T_o

Grafica 4. Su rendimiento térmico es:



Grafica 4. Diagrama T-S, se representa el trabajo de una máquina de Carnot invertida.

$$e = \frac{T_a - T_o}{T_a} = \frac{W}{Q_a} \quad \text{o sea} \quad Q_a = \frac{T_a W}{T_a - T_o}$$

Si se utiliza sin pérdida el trabajo $W = abcT_o$ **grafica 4** de esta máquina de Carnot para impulsar otra máquina de Carnot invertida, $efcT_o$ entonces el trabajo de la invertida se obtiene de la relación de las áreas $efcT_o$ y $efgh$ es:

$$\frac{W}{Q_A} = \frac{T_o - T_e}{T_e} \quad \text{o sea} \quad Q_A = \frac{T_e W}{T_o - T_e}$$

De manera que el máximo rendimiento posible esperado es Q_A/Q_a para los límites de temperatura especificados se convierte en:

$$\eta_p = \frac{Q_A}{Q_a} = \frac{\frac{T_e W}{T_o - T_e}}{\frac{T_a W}{T_a - T_o}} = \frac{T_e(T_a - T_o)}{T_a(T_o - T_e)}$$

Donde:

$T_a =$ Temperatura constante a la cual se suministra calor en el generador

$T_e =$ Temperatura constante en el evaporador

Una comparación entre el rendimiento real y el máximo teórico indicara cuan lejos o cerca esta el ciclo real del teórico.

2.1.2 Ventajas

- Bajo costo de operación.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Largo periodo de operación entre mantenimiento. Hasta 5 años sin intervención
- No contiene partes mecánicas.

2.1.3 Desventajas

- Baja eficiencia. (Para la mezcla NH₃-H₂O)
- El personal de operación y mantenimiento debe estar altamente calificado para el manejo del amoníaco.
- Existe el riesgo de fugas, riesgo para la salud humana.
- Costo inicial más elevado debido a las complicaciones de los dispositivos adicionales.
- Poca respuesta a demandas variables.

2.2 REFRIGERACIÓN POR ADSORCIÓN

El término adsorción se deriva de un proceso general denominado 'sorción', que describe la transferencia periódica de energía en dos subprocesos, en los cuales un medio sólido adsorbente bajo transferencia de energía 'adsorbe' una materia en estado gaseoso. El efecto contrario, o sea, la separación de la materia gaseosa del cuerpo sólido mediante entrega de calor a dicho cuerpo, se denomina 'desorción' Desde hace mucho tiempo el principio de la adsorción ha sido empleado en diferentes campos de la técnica de procesos, pero apenas en técnicas de refrigeración o climatización. En 1927, la firma Copeland y la corporación americana Silica-Gel Corp. Presentaron una máquina de refrigeración por adsorción, desplazada enseguida por la aplicación de los compuestos CFC, descubiertos en aquella época, en los sistemas de refrigeración por compresión.

Un aspecto fundamental en el uso de este tipo de refrigeración alternativa ha sido su bajo impacto medio ambiental, al no contar los mismos con los CFC como medios refrigerantes para su funcionamiento. A finales de los años setenta, debido a la crisis energética mundial y los problemas causados por el uso de los compuestos CFC, se suscita un interés especial en la investigación y aplicación de los sistemas de refrigeración por adsorción y en las tecnologías alternativas de refrigeración. En 1980, Jaques Chiral desarrolló un sistema experimental donde obtuvo alentadores resultados con sistemas de adsorción y paneles de calentamiento solar. Fue, por fin, en el año 1986 cuando se desarrolló y produjo el refrigerador por adsorción, de la firma japonesa Nishiyodo Kuchouky Manufacturing Company. Desde entonces se ha utilizado y evaluado en un amplio abanico de usos en diversas áreas de Japón, Europa y América, donde existen más de un centenar de referencias.

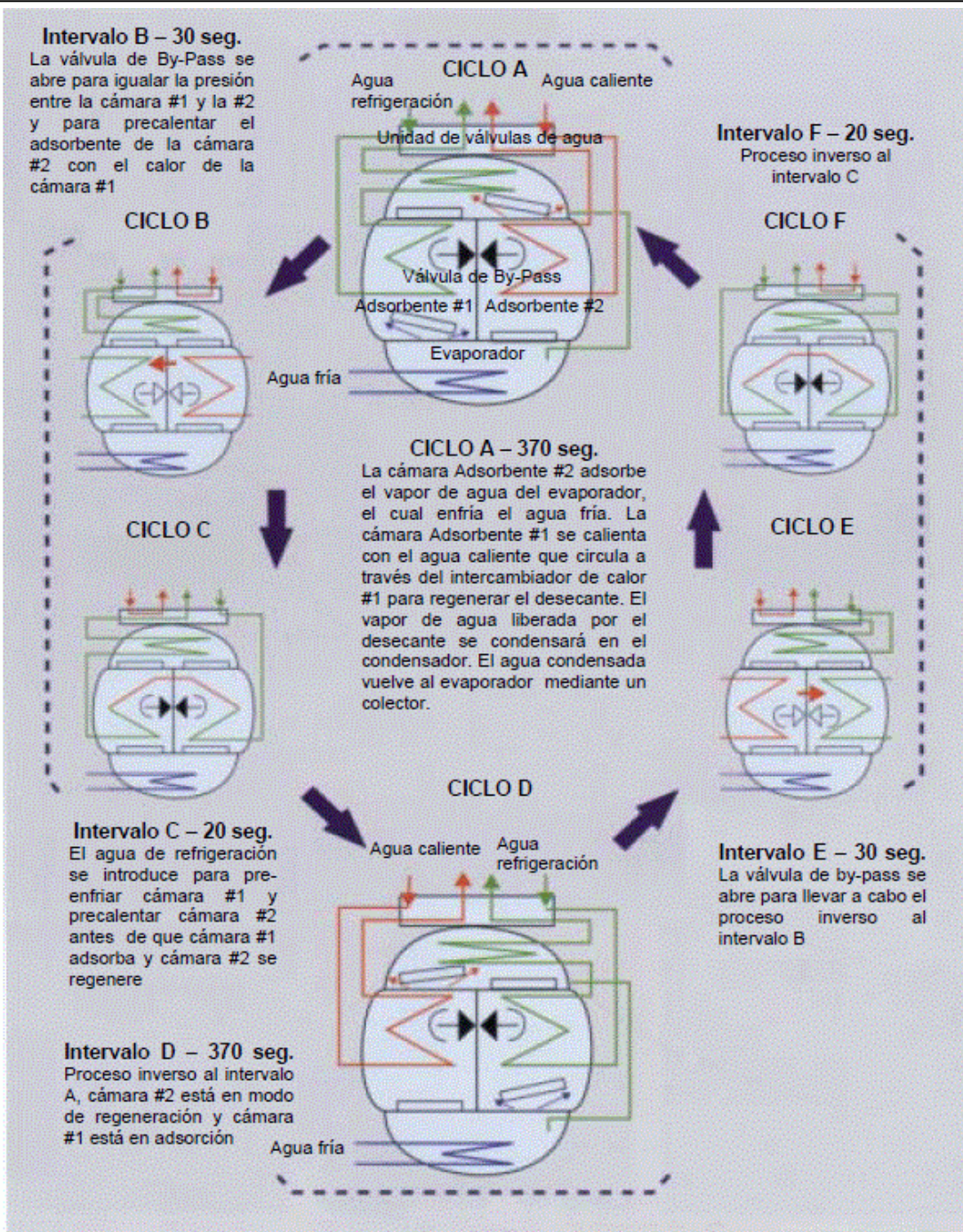
La adsorción física es un proceso fácilmente reversible en el cual las moléculas adsorbidas se fijan sobre la superficie del adsorbente debido a las fuerzas intermoleculares de atracción a llamadas fuerzas de Van der Waals la sustancia adsorbida conserva su naturaleza química, no penetra dentro de la red cristalina ni se disuelve en ella sino que pertenece totalmente sobre la superficie.

Se describe, a continuación, el ciclo discontinuo operativo de la máquina de adsorción, que dispone del evaporador en la parte inferior, el condensador en la superior y dos cámaras separadas donde sucesivamente tiene lugar la adsorción y desorción del vapor de agua, como fluido refrigerante, sobre una materia sólida denominada sílica gel, que cuenta cada una con un intercambiador de calor. Todo el conjunto es hermético y a presión bastante inferior a la atmosférica, por lo cual el agua es capaz de hervir a temperaturas del orden de los 3,3 °C. El proceso, como se indicó, es



discontinuo y se divide en 6 periodos, con una duración total de 420 seg (7 min).

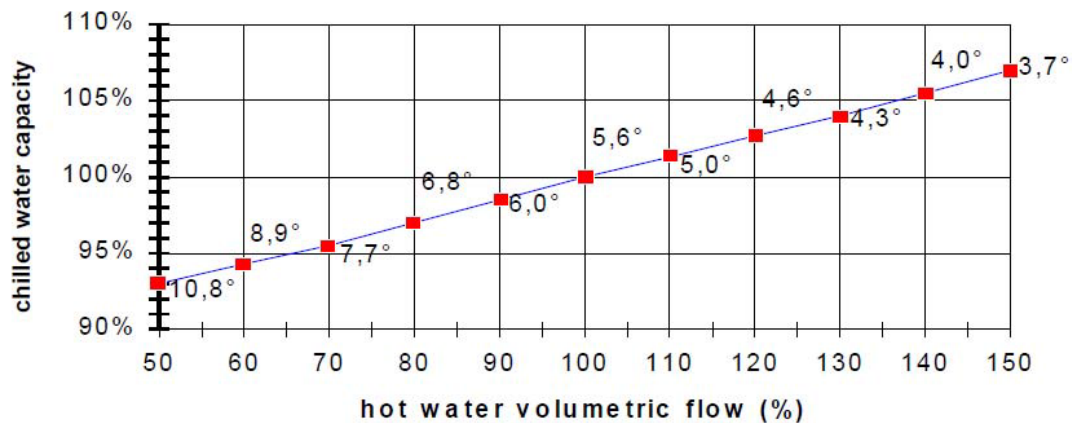
- Ciclo A: Duración 370 segundos (6,17 min), durante los cuales una de las cámaras se halla en proceso de adsorción del vapor de agua proveniente del evaporador, para lo cual se necesita que el agua de refrigeración procedente de la torre circule por el intercambiador correspondiente. En la otra cámara el sílica gel debe ser regenerado, por lo que es calentado a través de su intercambiador con agua a 90°C, con lo cual se libera el vapor de agua en proceso de desorción, que pasa al condensador, donde el vapor de agua cambia a fase líquida, regresando por gravedad al evaporador.
- Ciclo B: Duración 30 seg (0,50 min) Se abre la válvula de by-pass, se igualan las presiones y temperaturas de ambas cámaras, calentándose una con el calor de la otra. Mientras tanto el agua caliente no actúa y el condensador continúa refrigerándose.
- Ciclo C: Duración 20 seg (0,33 min) El agua de refrigeración procedente de la torre, empieza a circular por las dos cámaras en serie, primero enfriando la cámara que ya terminó el proceso de desorción y continuando hacia la que terminó el proceso de adsorción.
- Ciclo D: Duración 370 segundos (6,17 min), inverso del ciclo A.
- Ciclo E: Duración 30 seg (0,50 min), inverso del ciclo B
- Ciclo F: Duración 20 seg (0,33 min), inverso del ciclo C.



Grafica 5. Ciclo operativo de la máquina de adsorción.

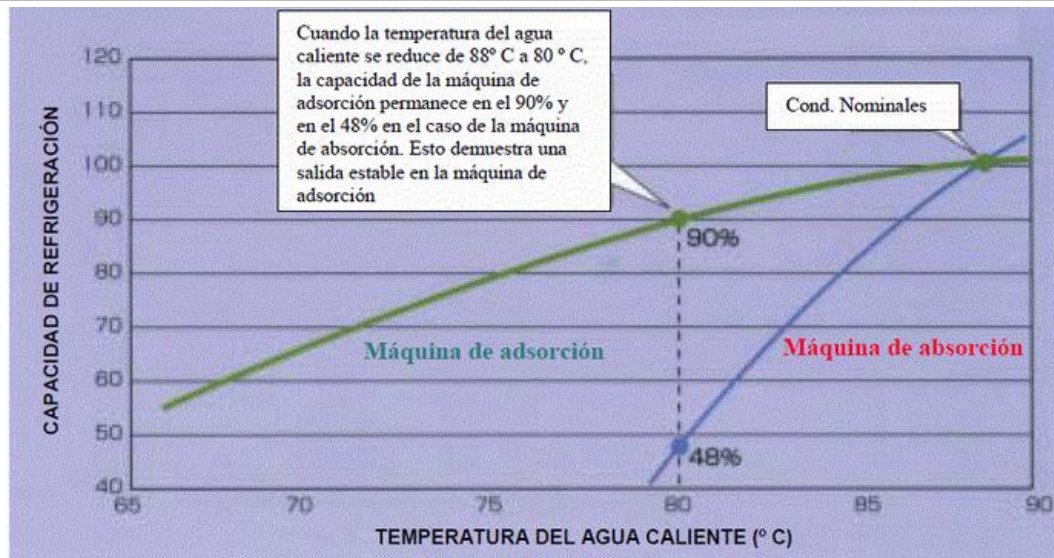


La particularidad fundamental de esta máquina es su adaptabilidad a las variaciones, tanto de caudal como de temperatura de la fuente de calor, normalmente procedente de procesos residuales o bien de cogeneración, como se desprende de la figura 17 donde se observa que la capacidad de la máquina cuando varía el caudal de agua caliente un 50% sólo queda afectada su capacidad en un 7%, y que la variación de la temperatura del agua enfriada, con variaciones de caudal del 20%, sólo quedan afectadas en 1°C, aproximadamente.



Grafica 6. Capacidad de enfriamiento del ciclo de adsorción con variaciones del caudal de agua caliente.

Por tanto la máquina de refrigeración en ciclo de adsorción es recomendable en procesos con variaciones de caudal y de temperatura en la fuente de calor. Además logra funcionar a temperaturas del agua caliente de sólo 50°C, imposible en máquinas de absorción.



Grafica 7. Capacidad de enfriamiento del ciclo de adsorción con variaciones de la temperatura de agua caliente

Es importante analizar la **grafica 7**, donde se representa en abscisas la temperatura del agua caliente, que en condiciones nominales es de 90°C, y en ordenadas la variación de la capacidad de refrigeración. La curva superior se refiere a la máquina de adsorción, mientras que la inferior es la correspondiente a una máquina de absorción. La reducción de la capacidad, en la máquina de absorción al reducir la temperatura del agua caliente de aportación a 80°C, casi la deja fuera de servicio ya que la temperatura mínima de operación en ese tipo de máquinas es del orden de 75°C.



Sistema de refrigeración por absorción de simple efecto.



Sistema de refrigeración por adsorción.

Imagen 8. Fotografías de equipos de refrigeración por Adsorción y Absorción.

2.3 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN

El método no tiene limitación por la temperatura ambiental y se puede llegar a temperaturas más bajas. La compresión mecánica se puede aplicar tanto en plantas de potencia base como en plantas de potencia pico, donde se esté buscando una temperatura baja constantemente.

La refrigeración por compresión desplaza la energía térmica entre dos focos; creando zonas de alta y baja presión confinadas en intercambiadores de calor, mientras estos procesos de intercambio de energía se suceden cuando el fluido refrigerante se encuentra en procesos de cambio de estado; de líquido a vapor, y viceversa.

El proceso de refrigeración por compresión se logra evaporando un gas refrigerante en estado líquido a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor, denominado evaporador. Para evaporarse este requiere absorber calor latente de vaporización. Al evaporarse el líquido refrigerante cambia su estado a vapor. **Ver imagen 9.**

Durante el cambio de estado el refrigerante en estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este medio gaseoso o líquido. A esta cantidad de calor contenido en el ambiente se le denomina carga térmica. Luego de este intercambio energético, un compresor mecánico se encarga de aumentar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor conocido como condensador. En este intercambiador se liberan del sistema frigorífico tanto el calor latente como el sensible, ambos componentes de la carga térmica. Ya que este aumento de presión además produce un aumento en su temperatura, para lograr el cambio de estado del fluido refrigerante y producir el subenfriamiento del mismo- es necesario enfriarlo al interior del condensador; esto suele hacerse por medio de aire y/o agua conforme el tipo de condensador, definido muchas veces en función del refrigerante. De esta manera, el refrigerante ya en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión. [26].

El ciclo de refrigeración surge del modelo ideal de Carnot inverso. Este ciclo hace unas transformaciones a un fluido dando lugar a la producción de frío. La eficiencia con la que se produce frío es conocida por coeficiente de efecto frigorífico (COP) y tiene el siguiente valor:

$$COP = \frac{Q_{extraido}}{W_{suministrado}}$$

El concepto de C.O.P. (Coefficient of Performance) en refrigeración, es sinónimo de eficiencia energética y se define como la relación entre la cantidad de refrigeración obtenida y la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración. [23] [24] [25]

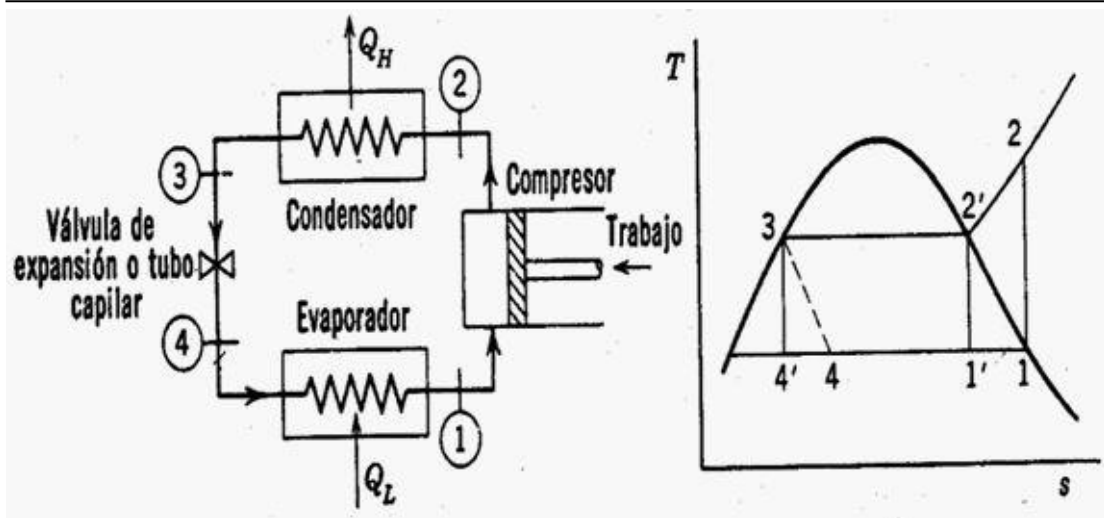


Imagen 9. Esquema y diagrama T-S del ciclo de refrigeración por compresión.

Después de haber analizado en teoría los 3 tipos de sistemas de refrigeración se pudo hacer una selección del sistema más conveniente, el caso del sistema de refrigeración por compresión es descartado, ya que el costo de activar este sistema es demasiado alto y lo que buscamos es producir 2 MWh de potencia eléctrica adicional, no consumirla.

La escogencia queda entre el sistema de refrigeración por absorción y adsorción; sin ninguna duda ambos sistemas tienen ventajas y desventajas, en este trabajo escogeremos el sistema de absorción ya que está más ampliamente estudiado, popularizado y desarrollado que los sistemas de adsorción (los sistemas de adsorción son fabricados solo por 4 compañías en el mundo, lo cual lo hace menos competitivo a pesar de sus numerosas ventajas), además poseen un costo mucho menor que los de adsorción manteniendo el mismo COP.

3. DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE GENERACIÓN DE VAPOR Y ENERGÍA ELÉCTRICA EN ABOCOL-CARTAGENA

3.1 TURBOVAPOR

El Turbo-vapor de Abocol está localizado en el área de Servicios Industriales del complejo industrial de la Planta norte. La capacidad máxima de generación es de 12.5 Mw-hr. [6]



Imagen 10. Turbina a vapor 12.5 MWh del área de servicios industriales de la empresa ABOCOL-Cartagena.

3.1.1 Turbina

Esta Turbina es de marca WORTHINGTON y es utilizada para hacer girar el rotor del Generador ENERGY MACHINERY a 3.600 revoluciones por minutos; las características del equipo son las siguientes:

- RPM normales 3.600.
- RPM máximo 3.888. (no hay disparo)
- RPM mínimo 3.312
- RPM Velocidad critica 2.215
- Disparo (sobrevelocidad) 3960 rpm
- Etapas 17 1 Curtis y 16 Rateau
- Válvulas de admisión Siete (7) Piano
- Posición de las válvulas 7-4-3-1-2-5-6
- Orden de apertura 1-2-3-4-5-6-7
- Presión Vapor Entrada 600psi
- Condición del Exhosto 28 " Hg (relativo) o 1,5 "Hg (absoluto)
- Temperatura del Vapor 825°F
- Extracciones 4 (1°,2°,3° y 4°)
- Extracciones en servicio 3 (1°,2° y 4°)
- Discos de Ruptura 1 (rompe a 10 psi)
- Aceite de Control 80 Psig (Aceite Teresstic 46)
- Aceite de Lubricación 12 psi (Chumaceras)
- Temperatura de aceite 120 °F Máximo

3.2 TURBOGAS

El Turbogas de Abocol esta localizado en el Área de Servicios Industriales del complejo industrial de la Planta norte. La capacidad máxima actual de generación es de 12.5 Mw-hr. Conformada por una turbina a gas que gira a 11.170 rpm y acoplada a un generador que gira a 1800 rpm.



Imagen 11. Bloque cogenerador con turbina a gas TG y caldera recuperadora de calor HRSG del área de servicios industriales de la empresa ABOCOL-Cartagena.

3.2.1 Turbina de gas

El aire es succionado hacia el compresor de la turbina, donde este se comprime. El gas combustible se añade al aire comprimido en la cámara de combustión y se enciende. Después de la combustión los gases calientes se expanden a través de las toberas de la turbina e impulsan los rotores de la misma. El aire en exceso y los gases de combustión se descargan a la atmósfera a través del sistema de escape en donde se aprovecha esta energía para generar vapor con la caldera NSI-WHB-350.

Los subconjuntos principales de la turbina, incluyen:

- Entrada de aire
- Compresor de aire
- Difusor del compresor
- Cámara de combustión anular
- Turbina
- Difusor del escape
- Colector del escape

La unidad de engranajes de dos etapas, transmite la potencia desde la turbina hacia el generador. Esta unidad puede soportar sobrecargas momentáneas de hasta aproximadamente ocho veces el par de torsión de operación normal. El sistema de aceite lubrica los cojinetes y el tren de engranajes. El sistema de aire de la turbina presuriza los sellos de aceite del cojinete.

3.3 SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR

El área de generación de vapor de servicios industriales planta norte, esta conformada por cuatro calderas acuatubulares, produce vapor de 600 psi a 825°f para ser utilizado en las áreas de generación eléctrica, ácido nítrico-nan-2, amoníaco y planta sur.

Estas unidades trabajan con gas natural y gases residuales producto de la combustión del Turbogás la mayor parte del agua de alimentación, es condensado recuperado del vapor que ha hecho su trabajo en el turbovapor, mas una menor cantidad de agua desmineralizada que es procesada en el área de tratamiento de aguas, bajo las especificaciones requeridas. [18]

El agua utilizada en las calderas, es previamente tratada con químicos cuya finalidad es la de proteger de corrosión e incrustaciones los tubos de éstas unidades. El agua antes de entrar a las calderas es precalentada, aprovechando el intercambio de calor de un Precalentador del Área de Amoníaco ó de la primera extracción del Turbovapor permitiendo ahorro de combustible.

En las calderas el agua de alimentación, pasa al Domo y sale de éste por los tubos descendentes, a los colectores inferiores de donde se alimentan las paredes de agua, en las cuales se forma la mezcla agua-vapor y asciende para descargarse en el Domo nuevamente para allí separarse. El agua que no se convierte en vapor, baja por los tubos descendentes repitiendo el ciclo. El vapor separado en el Domo, pasa al sobrecalentador para aprovechar la temperatura de los gases del hogar y así obtener una temperatura superior a la de saturación y así alcanzar los parámetros requeridos para el proceso.



En la Caldera HRSG del bloque de cogeneración en estudio, el agua de alimentación, llega primero al economizador, pasa al Domo superior y sale de éste por los tubos descendentes (fuera del ducto) hacia el tambor inferior. Los gases calientes producto de la combustión en la Turbogas tienen contacto directo con los tubos de la caldera en los cuales se forma la mezcla agua-vapor y asciende para descargarse en el Domo nuevamente para allí separarse. El vapor separado en el Domo, pasa al sobrecalentador primario donde es atemperado de acuerdo a la temperatura requerida del vapor a la salida, luego pasa al sobrecalentador secundario para aprovechar la temperatura de los gases del hogar, producto de los gases de combustión del Turbogas.

La función del Domo en las calderas es separar el agua del vapor, el vapor se acumula en la parte superior por diferencia de densidades y de aquí pasa a los sobrecalentadores. Posee equipos interiores llamados separadores que ayudan a la eficiente separación de la mezcla. [18].

4. PLANTA DE AMONIACO PROCESO DE PRODUCCIÓN E INFLUENCIA SOBRE LA PLANTA DE SERVICIOS INDUSTRIALES

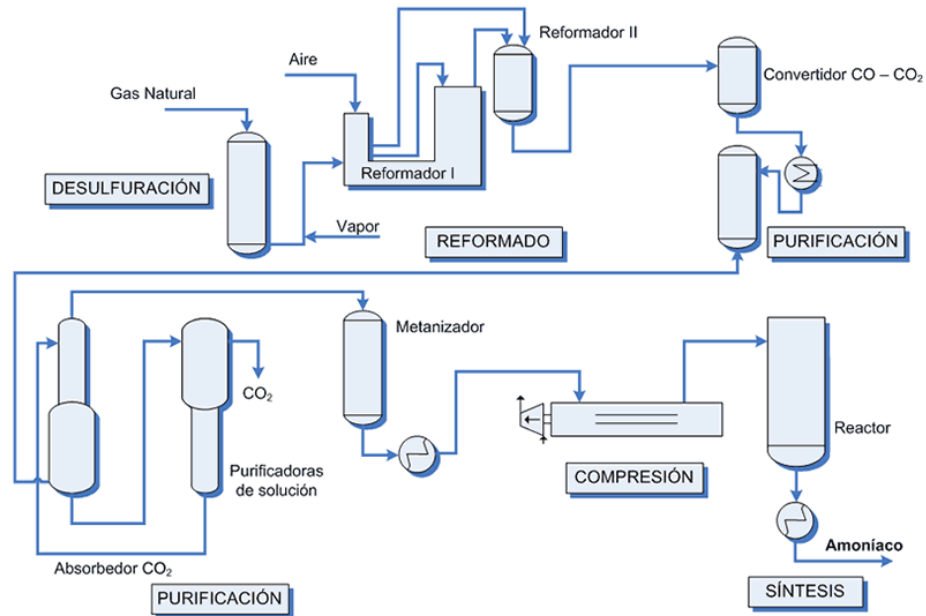
Abocol es una empresa dedicada a la producción de diferentes tipos de fertilizantes, nitrato de amonio, NPK, nitrato de calcio y fertilizantes líquidos; para la producción de estos fertilizantes las principales materias primas son el ácido nítrico y el amoníaco; el ácido nítrico se produce en las 3 plantas de ácido nítrico ubicadas en planta norte y la principal materia prima de este es a su vez el amoníaco, por lo cual, este es la materia prima para toda la empresa.

Para poder entender la importancia que tiene la planta de servicios industriales en la producción de amoníaco y por ende en la producción de ácido nítrico y fertilizantes que es el producto final, debemos entender detalladamente como se produce el amoníaco y el ácido nítrico y en donde están los principales consumos de vapor y potencia eléctrica a través de todo el proceso.

Las siguientes paginas están dedicadas a explicar al lector de manera básica y sencilla cada etapa del proceso y ayudara a entender la importancia que tiene la planta de servicios industriales y como esta se ve afectada por las demandas de la producción de las plantas de amoníaco, ácido nítrico y fertilizantes. [17]

4.1 PLANTA DE AMONIACO PROCESO DE PRODUCCIÓN

En el siguiente esquema se ilustra el proceso de producción de amoniaco



Grafica 8. Esquema de producción de amoniaco de la planta Abocol-Cartagena.

De manera muy general y como se puede observar en la **grafica 8**. El proceso de producción de amoniaco comienza con la Desulfurización del gas natural carga (materia prima), este gas natural desulfurado entra al reformador primario junto con vapor de agua y en contacto con un catalizador de níquel y calor se logra la reacción de reforma, aproximadamente un 89% de la materia que entra al reformador primario se transforma en gas de síntesis (CO CO₂ y H₂ libres) el 11% restante entra a un reformador secundario junto con aire donde se completa la reacción del proceso.

El contenido de CO y CO₂ son venenos para el catalizador del reactor principal donde el gas de síntesis se convierte en amoniaco, por lo cual este gas debe pasar por una etapa de purificación, que consiste en convertir todo

el CO en CO₂. Se convierte a CO₂ ya que este se absorbe con MEA (Monoetanolamina) esta sustancia le retira al gas de síntesis gran parte los contaminantes para que pueda entrar al reactor. Sin embargo solo unas pequeñas ppm pueden afectar el catalizador, por lo cual se hace pasar el gas por un equipo llamado metanizador, donde el CO₂ que no fue absorbido por la MEA se convierte en metano; el gas de síntesis ya purificado se hace pasar por un secador donde se le retira la humedad; El siguiente paso es aumentarle la presión al gas, ya que la reacción para generar amoníaco se da a alta presión, aproximadamente 4000 Psig, luego de ocurrida la reacción se sintetiza el amoníaco, se condensa y se almacena en los tanques de almacenamiento principal, para su posterior uso en las plantas de ácido nítrico, nitrato de amonio y fertilizantes.[17]

4.2 PLANTA DE ACIDO NITRICO PROCESO DE PRODUCCIÓN

De manera muy general el proceso de producción de ácido nítrico se da como se muestra en la **imagen 12**. En la etapa de conversión se mezclan aire y amoníaco en una proporción de 10:1 respectivamente, en este convertidor se encuentra una gasa de platino y rodio la cual se comporta como catalizador para que se lleve a cabo la reacción entre el aire y amoníaco a alta temperatura; luego de esto se sigue con el proceso hacia una etapa de enfriamiento y absorción de los gases NO_x que se produjeron en el reactor para producir el ácido nítrico, luego se almacena en los tanques para su uso en la planta de fertilizantes o para la venta.[22]

La mezcla de aire y amoníaco pasa ahora a través del convertidor. Este equipo de forma cónica, tiene en su base una malla de capas múltiples de platino y rodio, donde el amoníaco se incendia y oxida a 1680-1710 °F aprox. El peso total del catalizador depende del volumen de producción y la máxima

conversión deseada. El porcentaje de NH_3 en el aire es fundamental para la adecuada operación, ya que un exceso de amoniaco es peligroso; debido a la preferencia exponencial que tiene el reactor por el amoniaco, entre mas se le suministra mas pide la reacción. La malla de platino se encuentra al rojo a una temperatura de 1600 - 1700 °F y la mezcla al pasar a través de esta, se enciende y la reacción produce NO y H_2O . [22] Esta conversión no se realiza en un 100% y la composición de los gases formados es aproximadamente la siguiente:

Nitrógeno	N_2	67.31%
Agua (v)	H_2O	16.42%
Nitric oxide	NO	9.30%
Oxígeno	O_2	5.94%
Nitrous oxide	N_2O	0.18%
Dióxido de carbono	CO_2	0.03%
Helio	He	0.02%

La producción en las plantas de ácido nítrico estan directamente relacionadas con la cantidad de aire que puede entrar al convertidor ya que no se tiene un limite en la cantidad de amoniaco que se pudiera suministrar al sistema, sin embargo si existe un limite para el aire que es la cantidad de aire y presión a la que puede trabajar el compresor, si se pudiera aumentar la capacidad del compresor en flujo másico, se pudiera incrementar la producción. [22]



MATERIAS PRIMAS:

Amoniaco: NH_3

ENERGIA ELECTRICA
VAPOR

Agua Desmineralizada: H_2O

Aire: N_2 - O_2

Imagen 12. Proceso de producción de la planta de ácido nítrico ABOCOL-Cartagena.

4.3 INFLUENCIA DE LAS DEMANDAS DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE AMONIACO SOBRE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS DE LA PLANTA DE SERVICIOS INDUSTRIALES

La planta de servicios industriales de Abocol planta norte es la responsable de satisfacer las demandas de potencia eléctrica y vapor para proceso de producción de toda la planta, por lo cual el objetivo de esta no es mantener una generación de vapor y potencia eléctrica constante y estable, sino responder de manera rápida y eficiente a las cambiantes demandas de la producción. Como se pudo evidenciar en las secciones **4.1** hasta **4.2** el proceso de producción del amoniaco en la planta Abocol Cartagena demanda una gran cantidad de potencia eléctrica y vapor para el proceso; Es bien sabido que los sistemas de cogeneración tienen puntos de operación en donde se comportan más eficientemente (Entre el 70% y 80% de la carga

ISO de la planta) y que al movernos de este punto (gracias a las demandas de los procesos) los indicadores energéticos pueden variar ampliamente, ya que estos son muy sensibles a pequeños cambios en los parámetros de funcionamiento, haciéndonos perder o ganar eficiencia en el sistema; estas demandas cambiantes pueden estar influenciadas por muchos factores, los mas representativos son:

4.3.1 Fallas mecánicas

Las fallas mecánicas en las plantas de amoniaco y acido nítrico son una de las causas mas comunes de perdida de eficiencia en el bloque de cogeneración de la planta de servicios industriales de Abocol ya que al verse forzados a disminuir carga y producción de vapor, el sistema se mueve del punto de mejor eficiencia. El consumo especifico de combustible al igual que el HR de la turbina y la planta completa se incrementa, en cambio la eficiencia de la turbina, planta y HRSG disminuyen sensiblemente.

4.3.2 Paradas de planta y arranques

Durante las paradas de planta el consumo de energía eléctrica disminuye drásticamente ya que la mayoría de los grandes consumidores se encuentran detenidos, lo cual obliga a la planta de servicios industriales a producir potencia eléctrica y vapor a baja carga (Algunas veces inclusive a no producir vapor y ventear los gases productos de combustión por el By-Pass de la HRSG) haciéndonos obviamente perder eficiencia en el sistema; en el otro escenario de los arranques, también es muy bien sabido que los consumos de energía son mas altos de los normales y la planta usa mas energía (Vapor y potencia eléctrica) lo cual nos hace perder eficiencia; esto sumado a que en la mayoría de los arranques se presentan fallas que

(Algunas exigen detener de nuevo la planta, otras permiten solucionar los inconvenientes sobre la marcha) en el mejor de los casos se pueden corregir en el camino, alargando mas este periodo de funcionamiento ineficiente.

4.3.3 Disminución de la producción debido al comportamiento del mercado

Este ultimo punto pero no menos importante nos recuerda lo que mas le importa a la empresa que es producir dinero, en muchas ocasiones tenemos la planta en optimas condiciones y con todos los equipos disponibles, pero el cambiante mercado nacional e internacional puede disminuir la demanda de fertilizantes y se aumentan los inventarios de producto en la empresa, por lo cual todas las plantas se ven obligadas a disminuir carga y por consiguiente caer en la condición de baja eficiencia; el alto inventario de amoniaco genera un sobre costo por mantenerlo refrigerado y los productos en las bodegas son un estancamiento del capital. Recordemos que la condición de parada de planta no es deseable y por cualquier motivo siempre será preferible bajar la carga, aunque esto acarre una perdida de eficiencia.

5. EFECTO DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES SOBRE EL DESEMPEÑO DE LAS TURBINAS A GAS

El desempeño de una turbina a gas esta en función de la cantidad de energía que esta puede producir (Potencia eléctrica) dividido la energía que se le debe suministrar (Combustible); Tanto en los ciclos abiertos o cogeneradores de generación de energía eléctrica con turbinas a gas, encontramos el mismo turbo grupo compuesto por el compresor, cámara de combustión, turbina a gas y generador eléctrico; Estos sistemas están sensiblemente influenciados por el desempeño del compresor, ya que este consume entre un 40% y 60% del trabajo neto producido por la turbina a gas; Por lo cual disminuir el trabajo del compresor representa sin duda la principal opción de mejora en un sistema con turbina a gas.

Disminuir la temperatura del aire a la entrada del compresor es una de las formas mas significativas de aumentar el rendimiento del turbo grupo, ya que con esta disminución se consigue aumentar la densidad del aire; si manejamos el mismo flujo volumétrico y velocidad del aire con una densidad mayor, esto se traduce en un mayor flujo másico que entra al turbo grupo y por ende una generación adicional de trabajo; Las condiciones ISO establecidas por los fabricantes de turbinas donde se consigue el mejor rendimiento son 15°C 60% humedad relativa y 1 atm de presión. A continuación se presenta la grafica provista por el fabricante (Solar turbines, a Caterpillar company) en la cual podemos observar la variación de la potencia de salida de la turbina en función de la temperatura del aire a la entrada del compresor.

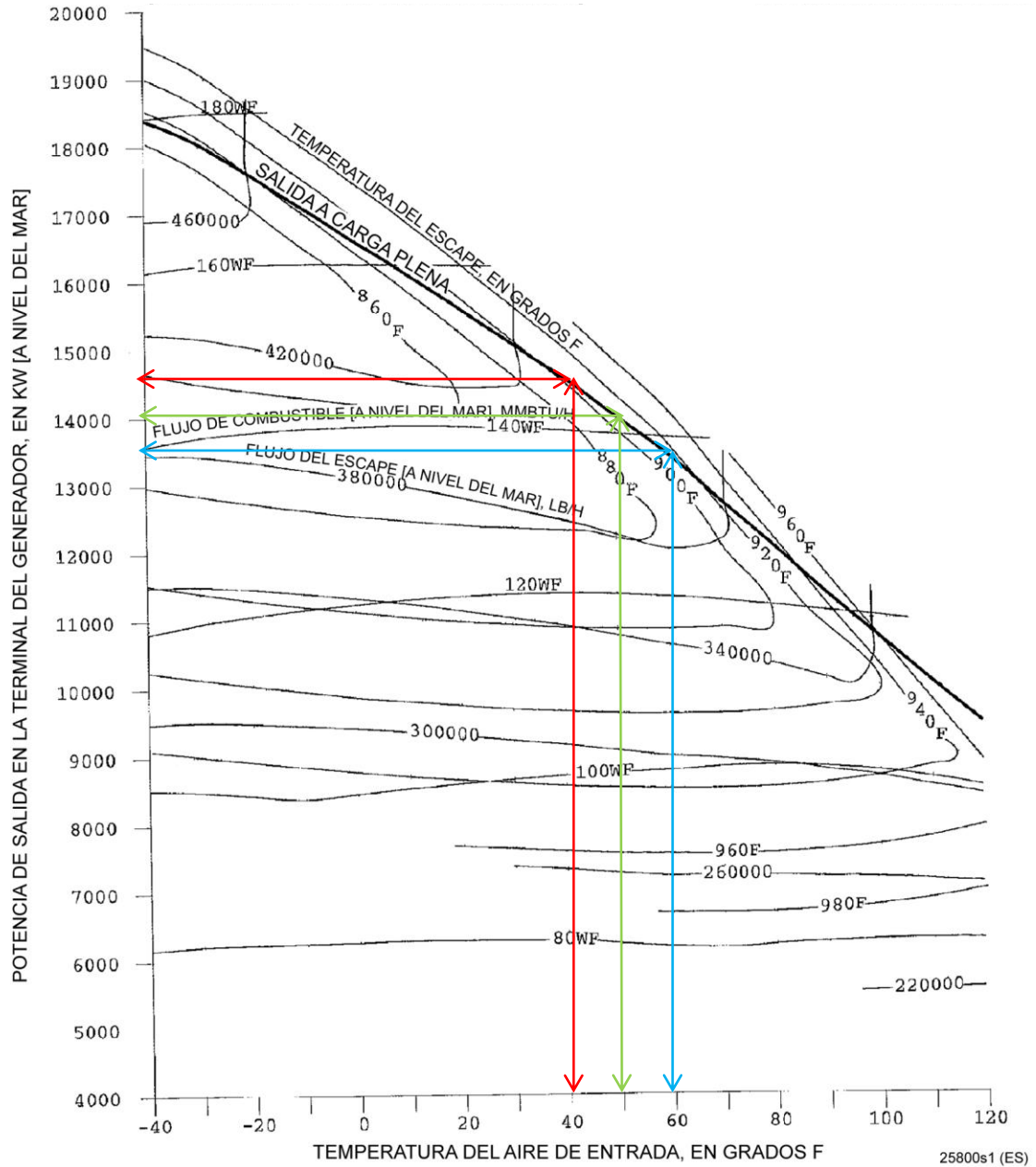


Imagen 13. Efecto de la temperatura del aire en la succión del compresor sobre la potencia eléctrica generada. [29]

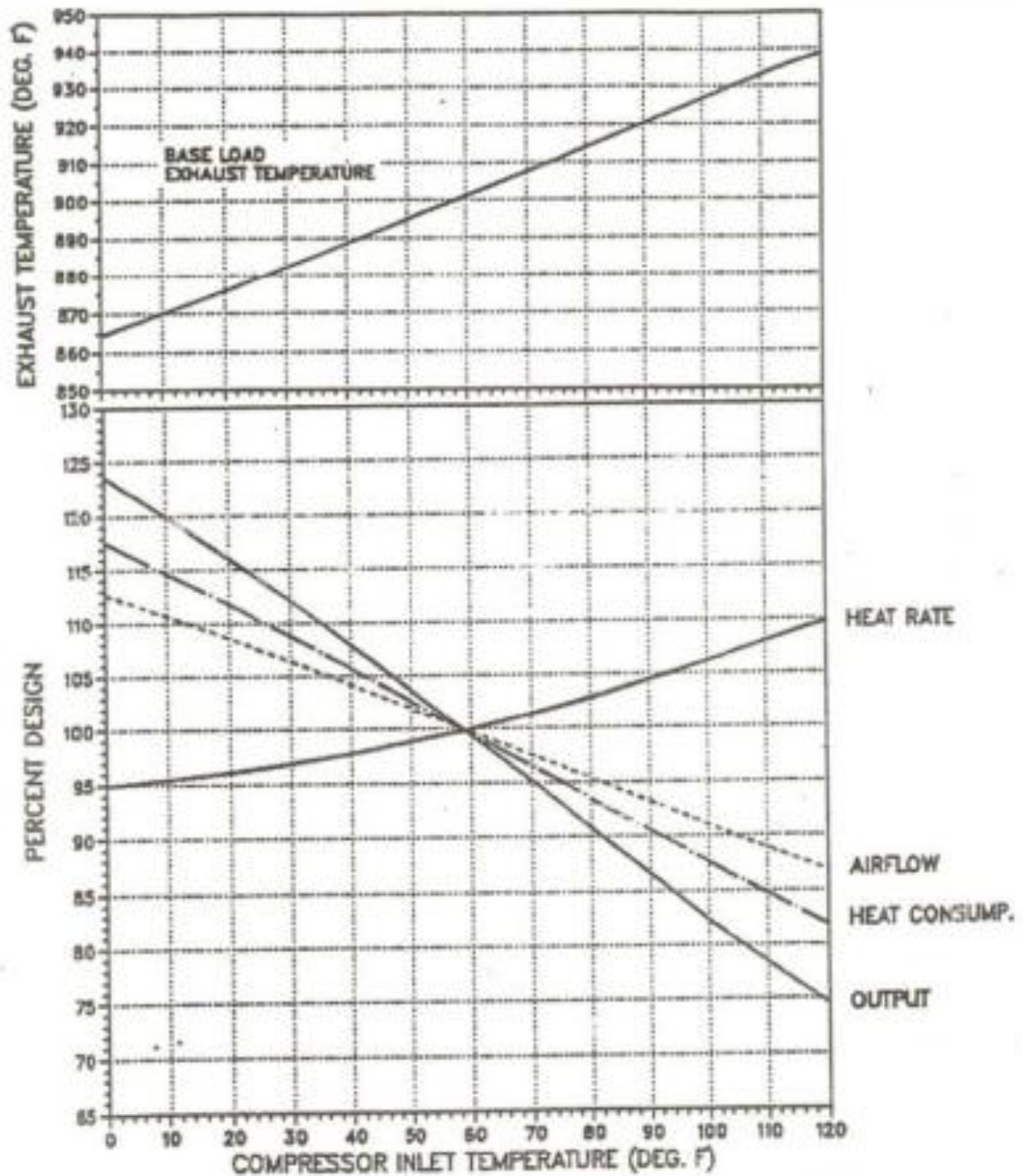


Imagen 14. Efecto de la temperatura del aire a la entrada del compresor sobre los principales indicadores de la turbina a gas. [7]

En condiciones ambientales como las de Cartagena el compresor puede consumir entre un 50% - 60% del trabajo mecánico producido por la turbina a gas, por lo cual enfriar el aire a la succión del compresor es una de las

maneras más significativas de aumentar el desempeño y la potencia eléctrica generada de las turbinas a gas.

$$P = (W_{TG} - W_C) * \eta_{geléc}$$

$$P = \left((\dot{m}_{gases} * (h_{inTG} - h_{outTG}) * \eta_{ri} * \eta_m) - (\dot{m}_{aire} * (h_{outC} - h_{inc})) \right) * \eta_{geléc}$$

Donde:

W_{TG} = Trabajo producido por la turbina a gas (Kw)

W_C = Trabajo demandado por el compresor (Kw)

$\eta_{geléc}$ = Eficiencia del generador eléctrico

$\dot{m}_{gases}, \dot{m}_{aire}$ = Flujo masico de gases producto de combustión y aire $\left(\frac{Kg}{s}\right)$

h_{inTG}, h_{inc} = Entalpias de entrada de la turbina a gas y compresor $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

h_{outTG}, h_{outC} = Entalpias de salida de la turbina a gas y compresor $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

η_{ri}, η_m = Rendimiento relativo interno y rendimiento mecánico de la TG

Como se ha podido observar en las anteriores graficas los indicadores de la turbina a gas se ven mejorados gracias al enfriamiento del aire a la succión del compresor.; para conseguir este enfriamiento se presentara en este trabajo la propuesta de implementación de un chiller de refrigeración por absorción activado con calor residual de los gases producto de la combustión de la turbina a gas a la salida de la caldera HRSG, con el objetivo de llevar la maquina a operar en condiciones ISO y así obtener el máximo desempeño de nuestro sistema; La implementación de este sistema de refrigeración por absorción activado con gases de escape convierte nuestro sistema de cogeneración en un sistema de tri-generación, ya que estamos obteniendo 3 formas de energía útil (Calor, potencia eléctrica y frio) de una fuente de energía primaria (Gas natural); Esto conlleva a un aumento significativo en la eficiencia global de la planta, ahorro en combustible, incremento en la potencia eléctrica generada y una reducción en la contaminación al medio ambiente.

6. ASPECTOS METODOLÓGICOS

Se desea realizar la propuesta de implementación de un sistema de refrigeración por adsorción (chiller) para disminuir la temperatura del aire a la entrada del compresor en el bloque de cogeneración de la empresa Abocol Cartagena, con el fin de disminuir el trabajo consumido por el compresor y así aumentar la eficiencia energética del bloque; esto nos llevaría a tener un sistema de tri-generación; Actualmente no existen normas para evaluar completamente un sistema de tri-generación, por lo cual debemos apoyarnos en diversos recursos (Normas ASME, tesis internacionales de maestría y doctorado, artículos científicos recientes de avanzada) para hacer una evaluación confiable y nos permita emitir una recomendación técnica y económica a la empresa que les brinde la mejor relación costo-beneficio. En este capítulo se describe detalladamente todas las consideraciones tomadas para la evaluación energética del bloque.

El bloque que se encuentra actualmente en operación es de cogeneración y tiene la función de proveer a la empresa de electricidad y vapor para el proceso; antes de pensar en realizar una propuesta para la implementación de un sistema de refrigeración por adsorción, debemos conocer al detalle los indicadores energéticos más importantes de nuestra planta y entender de manera básica como estos se ven afectados por el proceso de producción de amoníaco NH_3 , ácido nítrico HNO_3 y fertilizantes en general. (**Ver capítulo 4**)

Para la evaluación de los indicadores energéticos de nuestro bloque de cogeneración nos basaremos en las normas ASME PTC (Performance test code) las cuales nos brindan las directrices, consideraciones y ecuaciones a tener en cuenta para evaluar estos indicadores de manera fiable y precisa; las normas que usaremos son las siguientes:

- **ASME PTC 1** *General Instructions for Power Test Cod.*
- **ASME PTC 22** Gas turbine power plants – Power test code.
- **ASME PTC 4.4** *Gas turbine heat recovery steam generators performance test cod.*

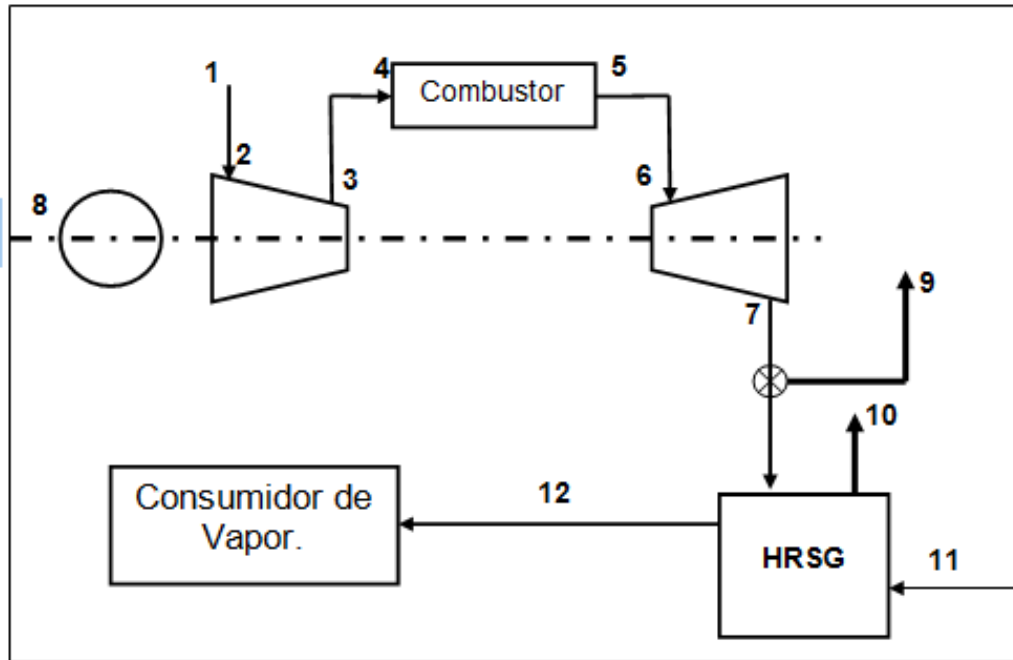
Los indicadores energéticos a evaluar para el bloque de cogeneración que se encuentra operando actualmente y para el bloque de tri-generación propuesto son los siguientes [8], [9], [10], [12].

:

- Heat rate de la turbina.
- Heat rate de la central de cogeneración.
- Eficiencia de la HRSG.
- Eficiencia térmica de la turbina a gas (TG).
- Eficiencia térmica de la central de cogeneración.
- Eficiencia del compresor.
- Consumo específico de combustible.

6.1 ESQUEMA DE BLOQUE DE COGENERACIÓN Y PUNTOS DE MEDICIÓN DE VARIABLES

Se presenta a continuación el esquema del bloque de cogeneración que se encuentra actualmente en operación, el cual consta de un compresor axial, combustor, turbina a gas y caldera recuperadora de calor.



Grafica 9. Esquema del bloque de cogeneración de la planta de servicios industriales de la empresa Abocol Cartagena; Los números indican los puntos en los cuales se tomarán las medidas de las diferentes variables.

Punto 1: Condiciones Ambiente de Aire (presión, temperatura, humedad, flujo, caída de presión después de los filtros).

Punto 2: Condiciones del aire a la entrada del compresor (temperatura).

Punto 3: Condiciones del aire a la salida del compresor (temperatura, presión).

Punto 4: Alimentación de combustible al Combustor (flujo, temperatura, presión, composición química).

Punto 5: Condiciones de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión (temperatura).

Punto 6: Condiciones de los gases de combustión en la entrada de la turbina (temperatura).

Punto 7: Condiciones de los gases de combustión a la salida de la turbina (temperatura, flujo).

Punto 8: Potencia generada (Kw.: Kilowatios, Factor de potencia)

Punto 9: Condiciones de los gases de combustión a la salida de la chimenea de By pass (temperatura).

Punto 10: Condiciones de los gases de combustión a la salida de la chimenea principal (temperatura).

Punto 11: Alimentación de agua al generador de vapor (flujo, temperatura).

Punto 12: Condiciones de salida de vapor del HRSG (presión, temperatura, flujo).

6.2 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE INDICADORES ENERGÉTICOS DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN

6.2.1 Eficiencia del compresor

La eficiencia del compresor tiene varias formas de calcularse, estas están en dependencia del proceso si es isotrópico, isotérmico, adiabático o politrópico. [13], [14].

La eficiencia isentrópica del compresor es la más comúnmente usada para estimar el rendimiento de los compresores rotativos, la forma de calcularla es la siguiente:

$$\eta_s = \frac{\frac{P_2}{P_1}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} - 1}$$

Donde:

η_s = Eficiencia isentropica del compresor

P_1 = Presión del aire a la entrada del compresor

P_2 = Presión del aire a la salida del compresor

n = Coeficiente isentropico del aire

K = Coeficiente politropico del aire

6.2.2 Metodología para determinar el Heat Rate de la turbina

El Heat rate se define como la cantidad de energía en forma de calor que es necesaria suministrar a la turbina para generar una unidad de energía de salida, en este caso al usar la norma ASME PTC 22 las unidades del HR turbina son (KJ/Kwh).

$$HR = \frac{\text{Entrada de calor a la turbina (Combustible)}}{\text{Potencia eléctrica generada}} \left(\frac{KJ}{Kwh} \right)$$

Según la norma el HR se expresa así:

$$q_s = \frac{q_r}{P}$$

Donde:

$$q_s = \text{Heat Rate de la turbina} \left(\frac{KJ}{Kwh} \right)$$

$$q_r = \text{Consumo de calor} \left(\frac{KJ}{h} \right)$$

$$P = \text{Potencia eléctrica generada (Kw)}$$

6.2.2.1 Cálculo de consumo de calor

Es la cantidad de energía que consume la turbina y se determina con la siguiente ecuación:

$$q_r = V_{ng} * LHV$$

Donde:

$$q_r = \text{Consumo de calor} \left(\frac{KJ}{h} \right)$$

$$V_{ng} = \text{Consumo combustible por hora} \left(\frac{Nm^3}{h} \right)$$

$$LHV = \text{Poder calorífico inferior del combustible} \left(\frac{KJ}{Nm^3} \right)$$

6.2.3 Cálculo del consumo específico de combustible

El consumo específico de combustible es un indicador que nos relaciona la cantidad necesaria de combustible que debe ingresar al Combustor para generar una unidad de energía de salida, se puede expresar en forma de masa o volumen, en nuestro caso según la norma se calcula y expresa de la siguiente forma:

$$W_s = \frac{V_{ng}}{P}$$

Donde:

$$W_s = \text{Consumo específico de combustible} \left(\frac{Nm^3}{Kwh} \right)$$

$$V_{ng} = \text{Consumo de combustible por hora} \left(\frac{lb}{h} \right)$$

$P = \text{Potencia eléctrica generada (Kw)}$

Para determinar el flujo de combustible por hora que entra al combustor solo debemos dividir el flujo másico de combustible por su densidad a esas condiciones:

$$V_{ng} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f}$$

Donde:

$$\dot{m}_f = \text{Flujo másico de combustible} \left(\frac{lb}{h} \right)$$

$$\rho_f = \text{Densidad del combustible} \left(\frac{lb}{Nm^3} \right)$$

6.2.4 Cálculo de la eficiencia térmica de la turbina

La eficiencia térmica de una turbina a gas nos muestra porcentualmente una relación de la cantidad de energía que es capaz de aprovechar (potencia eléctrica) del calor suministrado (combustible), según la norma podemos calcularla así:

$$\eta_{gt} = \frac{3600 * P}{q_r} * 100\%$$

Donde:

$$\eta_{gt} = \text{Eficiencia térmica de la turbina a gas} (\%)$$

$$P = \text{Potencia eléctrica generada} (Kw)$$

$$q_r = \text{Consumo de calor por hora} \left(\frac{KJ}{h} \right)$$

6.2.5 Eficiencia global del bloque de cogeneración

La eficiencia global del bloque de cogeneración es una relación entre la energía útil que sale en forma de potencia eléctrica y el vapor generado por la cantidad de energía que se le suministra al sistema, según la norma puede calcularse de la siguiente forma:

$$\eta_{\text{bloque}} = \frac{(P * 860 * 4,19) + \dot{m}_v(h_v - h_{aa})}{V_{ng} * LHV} * 100\%$$

Donde:

η_{bloque} = Eficiencia del bloque de cogeneración (%)

P = Potencia eléctrica generada (Kw)

\dot{m}_v = Flujo másico de vapor $\left(\frac{Kg}{h}\right)$

h_v = Entalpia del vapor a la salida de la HRSG $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

h_{aa} = Entalpia del agua de alimentación a la HRSG $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

LHV = Poder calorifico inferior del combustible $\left(\frac{KJ}{Nm^3}\right)$

V_{ng} = Consumo de combustible $\left(\frac{Nm^3}{h}\right)$

6.2.6 Heat Rate del bloque de cogeneración

Este indicador nos brinda una medida del calor que se consume en el sistema para poder generar una unidad de energía de salida, en nuestro caso y según la norma se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$q_{\text{bloque}} = \frac{860 * 4,19 * 100}{\eta_{\text{bloque}}}$$

Donde:

$$q_{\text{bloque}} = \text{Heat Rate del bloque de cogeneración} \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kwh}} \right)$$

$$\eta_{\text{bloque}} = \text{Eficiencia del bloque de cogeneración} (\%)$$

6.2.7 Cálculo de la eficiencia de la HRSG

El cálculo de la eficiencia de la caldera recuperadora de calor es la relación de la energía en forma útil que sale de la caldera (vapor) entre la energía que se le suministra; la norma ASME PTC 4.4 entrega lineamientos claros sobre como se debe evaluar estos equipos, entrega dos métodos, método directo o también llamado método de la entrada y salida; y el método indirecto o método de las pérdidas; en nuestro caso la HRSG será evaluada por el método directo que nos brinda una visión global y confiable de la energía que sale en forma útil y la energía que es suministrada al sistema, la relación es la siguiente:

$$\eta_{\text{HRSG}} = \frac{\text{Energía de salida}}{\text{Energía de entrada}} * 100\%$$

$$\eta_{HRSG} = \frac{\text{Calor absorbido}}{\text{Calor suministrado} + \text{combustible suplementario} + \text{creditos de calor}}$$

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_{aa})}{\dot{m}_g(h_7 - h_{10})}$$

Donde:

η_{HRSG} = Eficiencia de la HRSG (%)

\dot{m}_v = Flujo másico de vapor $\left(\frac{Kg}{h}\right)$

h_v = Entalpia del vapor a la salida de la HRSG $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

h_{aa} = Entalpia del agua de alimentación a la entrada de la HRSG $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

\dot{m}_g = Flujo másico de los gases productos de la combustión $\left(\frac{Kg}{h}\right)$

h_7 = Entalpia de los gases producto de combustión entrada de HRSG $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

h_{10} = Entalpia de los gases productos de combustión salida de HRSG $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

6.3 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS DE EL BLOQUE DE TRI-GENERACIÓN

Básicamente un bloque de tri-generación es la adición de un sistema de refrigeración a un bloque de cogeneración, por lo cual la metodología de cálculo de los bloques es muy similar, la principal diferencia se encuentra en el cálculo de la eficiencia del bloque y la potencia eléctrica generada que afecta los demás indicadores, la metodología descrita a continuación ha sido obtenida de varias publicaciones y artículos científicos recientes (2007-2012), apoyados de las normas ASME PTC (Performance test code) adaptados para nuestros propósitos.

6.3.1 Metodología para determinar el Heat Rate de la turbina

El nuevo Heat rate de la turbina será calculado como la división del calor que se le suministra a la turbina (constante) dividido la nueva potencia eléctrica que el bloque de tri-generación esta produciendo.

$$HR = \frac{\text{Entrada de calor a la turbina (Combustible)}}{\text{Potencia eléctrica generada}} \left(\frac{KJ}{Kwh} \right)$$

$$q_s = \frac{q_r}{P}$$

Donde:

$$q_s = \text{Heat Rate de la turbina} \left(\frac{KJ}{Kwh} \right)$$

$$q_r = \text{Consumo de calor} \left(\frac{KJ}{h} \right)$$

$$P = \text{Potencia eléctrica generada (Kw)}$$

6.3.1.1 Cálculo de consumo de calor

Es la cantidad de energía que consume la turbina y se determina con la siguiente ecuación, sabemos que este valor se mantendrá constante ya que al sistema no se le está suministrando más combustible:

$$q_r = V_{ng} * LHV$$

Donde:

$$q_r = \text{Consumo de calor} \left(\frac{KJ}{h} \right)$$

$$V_{ng} = \text{Consumo combustible por hora} \left(\frac{Nm^3}{h} \right)$$

$$LHV = \text{Poder calorífico inferior del combustible} \left(\frac{KJ}{Nm^3} \right)$$

6.3.2 Cálculo del consumo específico de combustible

El nuevo consumo específico de combustible será la división del consumo de combustible por hora dividido la nueva potencia eléctrica generada por el bloque de tri-generación. Se calcula de la siguiente forma:

$$W_s = \frac{V_{ng}}{P}$$

Donde:

$$W_s = \text{Consumo específico de combustible} \left(\frac{Nm^3}{Kwh} \right)$$

$$V_{ng} = \text{Consumo de combustible por hora} \left(\frac{lb}{h} \right)$$

$$P = \text{Potencia eléctrica generada (Kw)}$$

Para determinar el flujo de combustible por hora que entra al combustor solo debemos dividir el flujo másico de combustible por su densidad a esas condiciones:

$$V_{ng} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f}$$

Donde:

$$\dot{m}_f = \text{Flujo másico de combustible} \left(\frac{lb}{h} \right)$$

$$\rho_f = \text{Densidad del combustible} \left(\frac{lb}{Nm^3} \right)$$

6.3.3 Eficiencia global del bloque de tri-generación

La eficiencia global del bloque de tri-generación es una relación entre la energía útil que sale en forma de potencia eléctrica y el vapor generado como en el de cogeneración, lo nuevo es que a este factor se le suma el efecto refrigerante o capacidad de enfriamiento del equipo, el cual es la energía en forma de frío (energía útil) que sale del bloque, dividido por la cantidad de energía que se le suministra al sistema, esta debe permanecer constante a la del bloque de cogeneración, ya que nuestro chiller se activa con los gases productos de la combustión que antes se desperdiciaban por la chimenea, puede calcularse de la siguiente forma:

(Balance de energía aprovechado/suministrado)

$$\eta_{Tri} = \frac{P + Q_{proceso} + ER}{Q_{suministrado}}$$

Donde:

η_{Tri} = Eficiencia global de la planta de tri – generación (%)

P = Potencia eléctrica generada

$Q_{proceso}$ = Calor que va a proceso en forma de vapor

ER = Efecto refrigerante

$Q_{suministrado}$ = Calor suministrado al sistema en forma de combustible

De manera explícita, se calcula:

$$\eta_{Tri} = \frac{(P * 860 * 4,19) + \dot{m}_v(h_v - h_{aa}) + (ER * 860 * 4,19)}{V_{ng} * LHV} * 100\%$$

Donde:

η_{Tri} = Eficiencia del bloque de trigeneración (%)

P = Potencia eléctrica generada (Kw)

\dot{m}_v = Flujo másico de vapor $\left(\frac{Kg}{h}\right)$

h_v = Entalpia del vapor a la salida de la HRSG $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

h_{aa} = Entalpia del agua de alimentación a la HRSG $\left(\frac{KJ}{Kg}\right)$

ER = Efecto refrigerante (Kw)

LHV = Poder calorífico inferior del combustible $\left(\frac{KJ}{Nm^3}\right)$

V_{ng} = Consumo de combustible $\left(\frac{Nm^3}{h}\right)$

6.3.4 Heat Rate del bloque de tri-generación

El nuevo Heat rate de la central de tri-generación se calcula como se muestra a continuación y esta en función de la nueva eficiencia del bloque de tri-generación. Se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$q_{Tri} = \frac{860 * 4,19 * 100}{\eta_{Tri}}$$

Donde:

$$q_{Tri} = \text{Heat Rate del bloque de Trigeneración} \left(\frac{KJ}{Kwh} \right)$$

$$\eta_{Tri} = \text{Eficiencia del bloque de Trigeneración} (\%)$$

6.4 CÁLCULO DE FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DEL COMPRESOR Y GASES PRODUCTO DE COMBUSTIÓN A TRAVÉS DE LA TURBINA A GAS

El cálculo del flujo de aire a través del compresor es un dato de suprema importancia en la evaluación de los diferentes indicadores energéticos, repercute directamente en el trabajo del compresor y por lo tanto en la eficiencia de la turbina y generador ya que como sabemos estos 3 se encuentran acoplados en un mismo rotor; desafortunadamente este no es un valor entregado por el fabricante de la turbina ya que es un secreto de diseño; el fabricante ha optimizado el flujo másico de aire que entra al sistema en función de la eficiencia de la combustión, la temperatura en la cámara de combustión, el calor que roba el exceso de aire al sistema y

también la cantidad de contaminantes de NO_x que se libera a la atmosfera, por lo cual la única alternativa para tener un estimado cercano de la cantidad de aire que ingresa al sistema es conocer bien el funcionamiento del compresor y conocer el exceso de O_2 en los productos de combustión; El compresor consta de 3 etapas de compresión variables accionadas automáticamente por la computadora de la turbina que calcula de manera optima el aire necesario para realizar la combustión completa más un exceso de aire para realizar trabajo en la turbina e incrementar la potencia eléctrica y una etapa de compresión constante que termina de elevar la presión del aire justo a la entrada del combustor; El $\% \text{O}_2$ en los gases productos de la combustión es tomado a la salida de la HRSG y nos sirve para tener una idea del porcentaje de exceso de aire siempre y cuando la HRSG sea hermética y no halla infiltraciones de aire fresco a la caldera y siempre y cuando la presión de los productos de combustión sea mayor a la presión atmosférica en el punto de medición, ya que esto garantizará que sea el gas producto de combustión que salga de la caldera hacia el medio ambiente y no el aire fresco que ingrese a la caldera y falsee las mediciones; teniendo en cuenta estas suposiciones en nuestro caso, las formas para calcular el flujo másico de aire en el compresor y flujo másico de los gases productos de combustión en el sistema son las siguientes:

6.4.1 Cálculo del exceso de aire en los productos de combustión

$$\alpha = \frac{21}{21 - \% \text{O}_2}$$

Donde:

$\alpha =$ Exceso de aire en los gases de productos de combustión (%)

$\% \text{O}_2 =$ Porcentaje de oxígeno medido en los gases de productos de combustión (%)

6.4.2 Cálculo de flujo másico de aire y gases productos de combustión en el sistema

Sabemos que la masa en el sistema debe conservarse, por lo cual se debe cumplir que:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_f$$

Donde:

$$\dot{m}_{gc} = \text{Flujo másico de los gases productos de la combustión} \left(\frac{lb}{h} \right)$$

$$\dot{m}_{aire} = \text{Flujo másico de aire} \left(\frac{lb}{h} \right)$$

$$\dot{m}_f = \text{Flujo másico de combustible} \left(\frac{lb}{h} \right)$$

6.4.2.1 Cálculo del flujo másico de aire en el sistema

$$\dot{m}_{aire} = \alpha * A_{Teorico}$$

Donde:

$$\dot{m}_{aire} = \text{Flujo másico de aire en el sistema} \left(\frac{lb}{h} \right)$$

α = Coeficiente de exceso de aire (%)

$$A_{Teorico} = \text{Cantidad de aire teórica para la combustión completa} \left(\frac{lb}{h} \right)$$

Para determinar el aire teórico requerido para la combustión completa se aplica una constante obtenida de las tablas de libros clásicos de combustión y se aplica la siguiente ecuación:

$$A_{Teorico} = A * \dot{m}_f$$

Donde:

$A_{Teorico}$ = Cantidad de aire teórica requerida para la combustión completa $\left(\frac{lb}{h}\right)$

A = Constante de cantidad de aire por cantidad de combustible $\left(\frac{lb_{aire}}{lb_{CH_4}}\right)$

\dot{m}_f = Flujo másico de combustible $\left(\frac{lb}{h}\right)$

6.5 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES CALORIFICAS PARA EL AIRE Y PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN Y SU VARIACIÓN CON LA TEMPERATURA

La capacidad calorífica de una sustancia se define como la cantidad de energía, en forma de calor, requerida para aumentar la temperatura de una unidad de masa de una sustancia en un grado, ya sea a volumen o a presión constante; por lo cual son una propiedad de estado de gran criticidad para un cálculo energético confiable; las ecuaciones de calculo de las capacidades caloríficas que se presentaran a continuación han sido extraídas de artículos científicos y se basan en que las capacidades caloríficas de las sustancias cambian con la temperatura y presión, las siguientes ecuaciones han sido obtenidas de experimentalmente como consecuencias cuánticas y se llaman calores específicos espectrográficos, simplificadas de modelos matemáticos a base de regresiones lineales por mínimos cuadrados ampliamente estudiados de matrices de 9x9 pero para efectos prácticos estas son las recomendadas. [11]

6.5.1 Cálculo de la capacidad calorífica del aire a presión constante

$$C_{P\text{ aire}} = 1,04841 - 0,000383719 * T + \frac{9,45378}{10^7} * T^2 - \frac{5,45378}{10^{10}} * T^3 + \frac{7,92981}{10^{14}} * T^4$$

Donde:

$$C_{P\text{ aire}} = \text{Capacidad calorífica del aire a presión constante} \left(\frac{KJ}{KgK} \right)$$

$T = \text{Temperatura del aire (K)}$

6.5.2 Cálculo de la capacidad calorífica a presión constante de los gases productos de la combustión

$$C_{P\text{ gc}} = 0,93750 + \frac{0,01215}{10^2} * T + \frac{0,01670}{10^5} * T^2 - \frac{0,07164}{10^9} T^3$$

Donde:

$$C_{P\text{ gc}} = \text{Capacidad calorífica de gases productos de la combustión} \left(\frac{KJ}{KgK} \right)$$

$T = \text{Temperatura de los gases productos de la combustión (K)}$

6.6 CÁLCULO DEL EFECTO REFRIGERANTE Y CALOR NECESARIO PARA ACTIVAR EL CHILLER

El cálculo del efecto refrigerante se basa en la cantidad de calor que el refrigerante debe extraerle al aire que va a entrar al compresor en el evaporador del sistema de refrigeración por absorción, esta es la energía útil en forma de frío que sale de nuestro chiller, esto se define como:

$$ER = \dot{m}_{aire} * C_{P\ aire} * \Delta T_{aire}$$

Donde:

$ER =$ Efecto refrigerante (Kw)

$\dot{m}_{aire} =$ Flujo másico de aire a la entrada del compresor $\left(\frac{Kg}{s}\right)$

$C_{P\ aire} =$ Capacidad calorífica del aire $\left(\frac{KJ}{KgK}\right)$

$\Delta T_{aire} =$ Cambio de temperatura deseado del aire ($^{\circ}C$)

$$COP = \frac{ER}{Q_{Generador}} \quad \text{por lo cual} \quad Q_{Generador} = \frac{ER}{COP}$$

Donde:

$COP =$ Coeficiente de desempeño (%)

$ER =$ Efecto refrigerante (Kw)

$Q_{Generador} =$ Calor suministrado al generador para activar el chiller (Kw)

6.7 SELECCIÓN DEL CHILLER POR ABSORCIÓN

Después de realizar los cálculos del efecto refrigerante necesario para obtener la temperatura deseada en el aire, debemos seleccionar el equipo del mercado, esto se realiza con los catálogos entregados por los fabricantes, en donde podemos ver la capacidad de enfriamiento (ER) del equipo en toneladas de refrigeración o Kw; También en estos se especifica el COP del equipo, por lo cual dividiendo el Efecto refrigerante (ER) entre el coeficiente de desempeño (COP) se puede saber la cantidad de calor necesaria a suministrar al sistema. Un punto que se debe tener muy en cuenta para los sistemas que van a funcionar con gases productos de la combustión como lo es nuestro caso, es que la temperatura de los gases en la chimenea no debe ser menor que la del punto de rocío de los gases a nuestras condiciones ambientales, ya que esto generaría extrema corrosión en la chimenea y el economizador del bloque de tri-generación; la recomendación es dejarla unos 30°C por encima de la temperatura de rocío, que en el caso de nuestra planta es 150°C.

Para calcular la temperatura final se usa para corroborar si en estos tenemos la energía suficiente disponible para activar el chiller, se hace un balance de energía básico, la energía cedida por los gases productos de la combustión es la energía ganada por el agua del sistema de refrigeración por absorción, lo cual va a activar el chiller, la ecuación usada es la siguiente:

$$T_{f\ ch} = \frac{\dot{m}_g * C_{p\ gc} * T_{S\ HRSG} - Q_{Generador}}{\dot{m}_g * C_{p\ gc}}$$

Donde:

$T_{f\ ch}$ = Temperatura final de los gases en la chimenea (K)

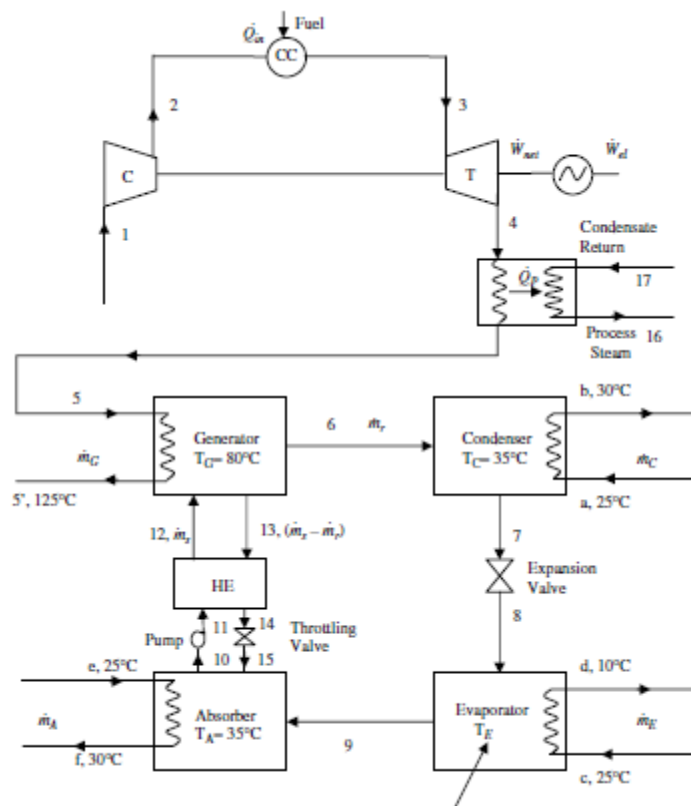
$\dot{m}_g =$ Flujo másico de los gases productos de combustión $\left(\frac{Kg}{s}\right)$

$C_{p_{gc}} =$ Capacidad calorífica de los gases productos de combustión $\left(\frac{KJ}{KgK}\right)$

$T_{S_{HRSG}} =$ Temperatura de salida de la HRSG de los gases de combustión (K)

$Q_{Generador} =$ Calor suministrado al generador para activar el chiller (Kw)

Si este calculo de la temperatura de los gases productos de la combustión arroja resultados menores a la temperatura de rocío, sabremos que no tenemos la energía suficiente para activar el chiller de refrigeración por absorción, por lo cual tendremos que buscar otra alternativa para suministrarle calor al chiller, por ejemplo una porción del vapor producido en la HRSG.



Esquema 1. Esquema de trigeneración propuesto que aprovecha la energía residual en los gases producto de combustión.

6.8 CALULO DE LOS COEFICIENTES DE UTILIZACIÓN DE ENERGÍA PRIMARIA

Los coeficientes (P/qr) (Qproceso/qr) (ER/qr) representan el porcentaje energía útil en forma de potencia eléctrica, calor y frio de la energía que se suministro en el combustor. Se calcula del siguiente modo la división de los indicadores Potencia eléctrica generada, calor a proceso y efecto refrigerante entre consumo de calor en la turbina.

6.9 METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN

Después de haber realizado todos los cálculos de los indicadores de cogeneración y tri-generación debemos saber si es económicamente rentable la implementación del sistema de refrigeración por absorción, para ello debemos conocer datos de cuanto ahorramos por la generación adicional de kilovatios y si son representativos ante la inversión realizada, es decir, que el sistema se paga antes de 3 años.

$$\text{Retorno de la inversión} = \frac{\text{Costo del chiller} + \text{costos de transporte} + \text{otros costos}}{\text{Ahorro anual obtenido por Kwh adicionales generados}}$$

7. RESULTADOS Y ANÁLISIS

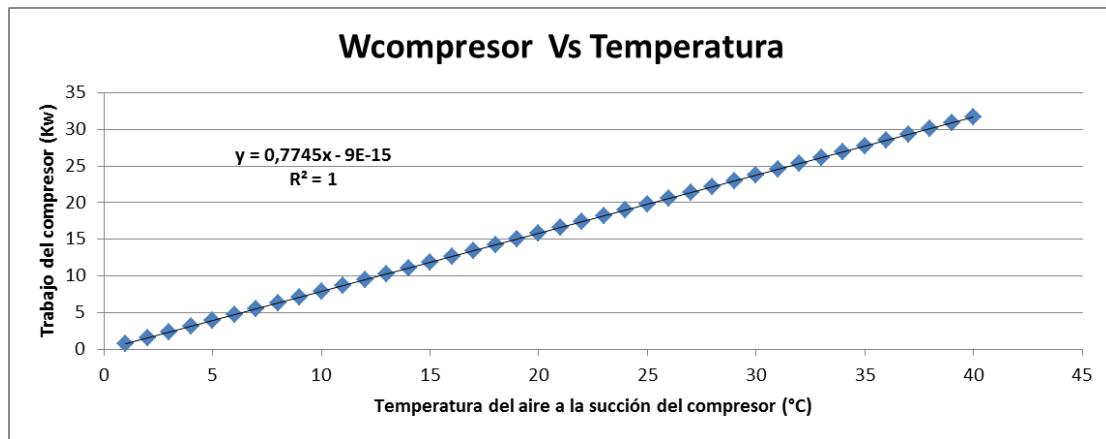
En el presente capítulo se mostrarán los resultados más relevantes de la presente investigación, se mostrarán las curvas y modelos matemáticos obtenidos de los indicadores del bloque de cogeneración en actual funcionamiento e indicadores del bloque de tri-generación propuesto a diferentes temperaturas a la succión del compresor por acción del chiller por absorción que se desea implementar. Se pretende corroborar y demostrar como todos los indicadores mejoran a medida que se enfría el aire en la succión del compresor.

Se analizarán cada una de las gráficas y se explicará lo más claro posible su significado e importancia, en los anexos se encontrarán más tablas y gráficas de utilidad.

De igual modo se mostrará la rentabilidad (retorno de la inversión) para la empresa de implementar el chiller y convertir el bloque cogenerador en uno tri-generador.

7.1 TRABAJO DEL COMPRESOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA A LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR

- Conforme a lo explicado en la presente investigación en los diferentes capítulos predecesores en la **grafica 10** podemos observar como se incrementa de manera lineal el trabajo consumido por el compresor a medida que aumenta la temperatura a la succión de el mismo, esta es la primera prueba que corrobora que una de las medidas para aumentar el desempeño de un bloque cogenerador es disminuir la temperatura de succión del compresor.

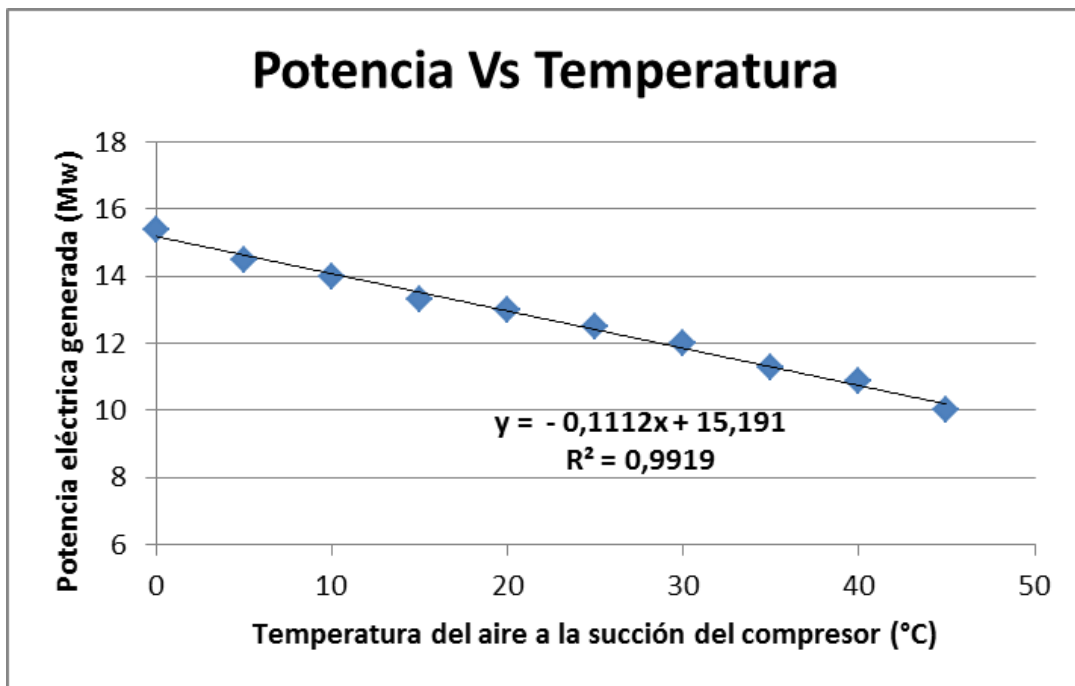


Grafica 10. Trabajo del compresor en función de la temperatura de succión del compresor.



7.2 POTENCIA ELÉCTRICA GENERADA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA A LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR

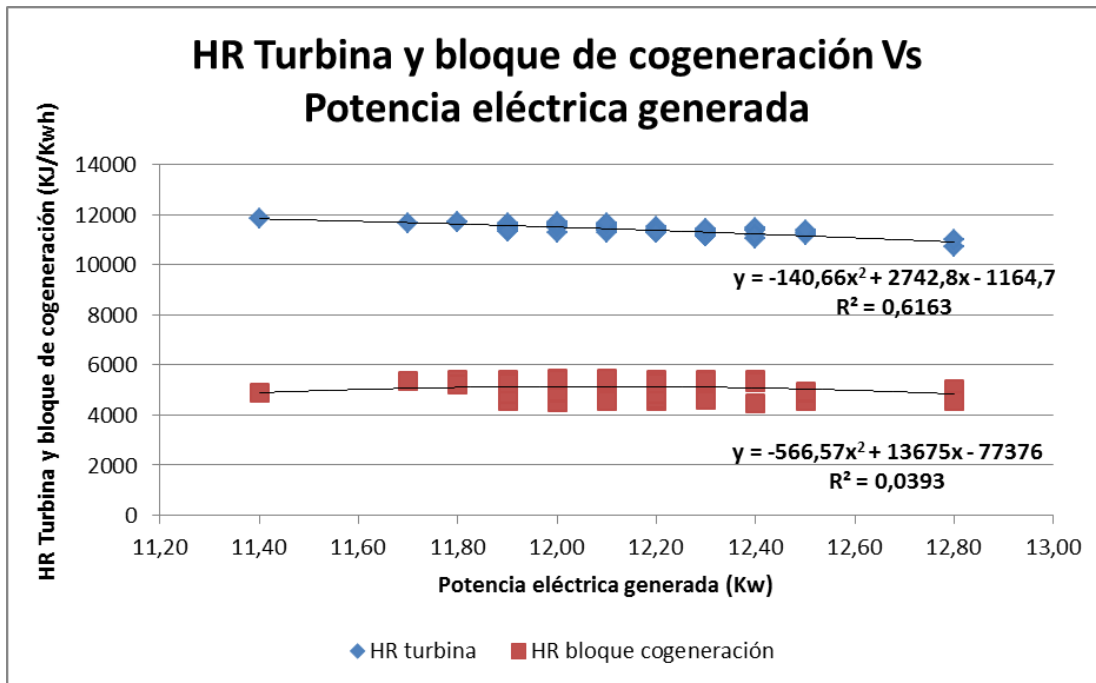
- La **grafica 11** es fundamental para redondear los conceptos expuestos en esta investigación, se muestra como de manera lineal, aumenta la potencia eléctrica generada por la turbina a gas en función de la disminución de la temperatura a la succión del compresor



Grafica 11. Potencia eléctrica generada en función de la temperatura de succión del compresor.

7.3 INDICADORES ENERGÉTICOS DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN DE LA EMPRESA ABOCOL-CARTAGENA

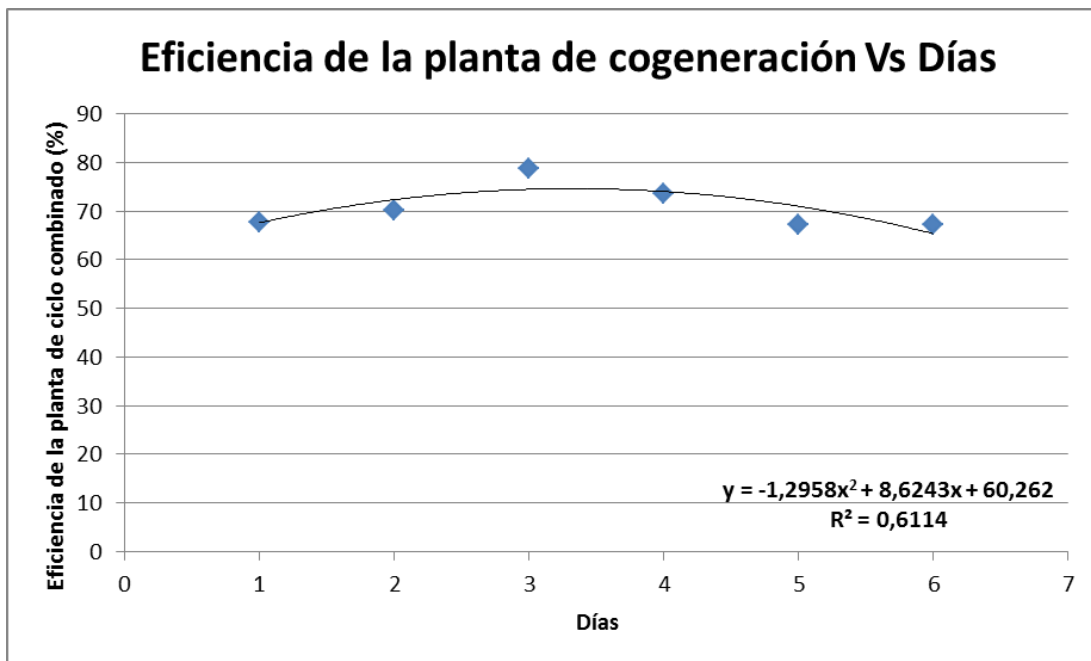
- En la **grafica 12** se muestra la relación entre el Heat rate de la turbina y el Heat rate del bloque de cogeneración, se puede apreciar que a pesar de haber varios puntos de desviación, la tendencia es una disminución del consumo de calor por cada Kwh generado a medida que la carga aumenta, por lo cual es clave adoptar este concepto que a medida que mas carga se produzca, menor va a ser el consumo de calor en la turbina y en el sistema para producir el mismo Kwh de energía eléctrica. En las graficas se muestra la ecuación matemática hallada que modela el comportamiento de los HR en el sistema.



Grafica 12. Comportamiento del Heat rate de la turbina y del bloque de cogeneración con la variación de la potencia eléctrica generada.

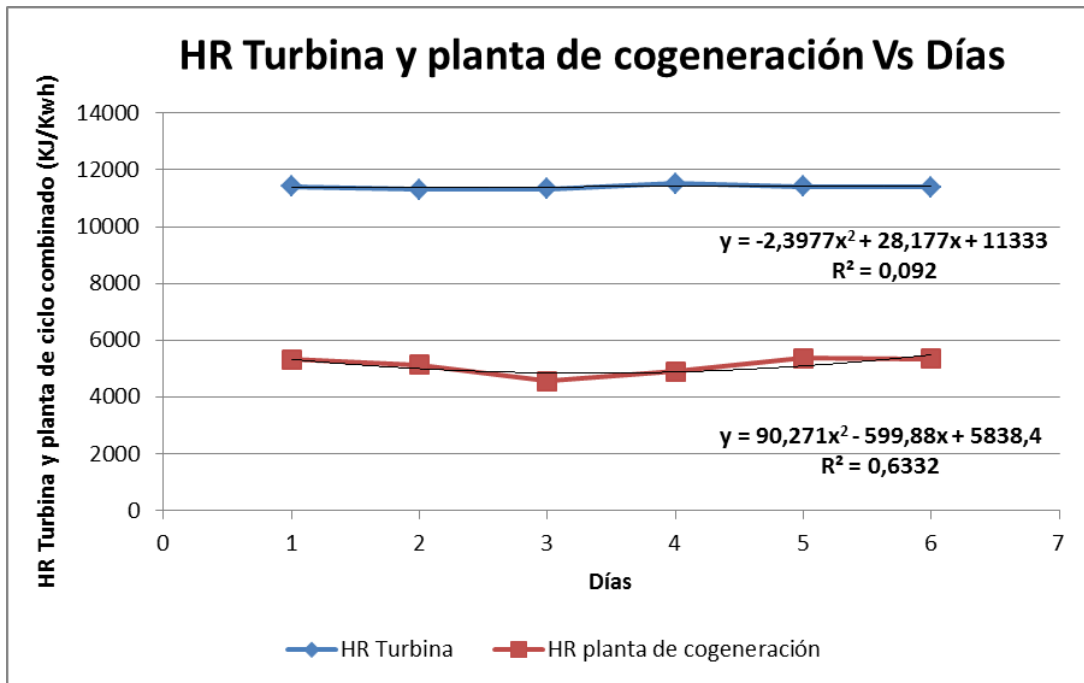


- En la **grafica 13** se observa el comportamiento de la eficiencia del bloque de cogeneración durante los días en que se realizó el estudio. Se observa que el día de mayor eficiencia fue el tercero; este tipo de graficas son supremamente importantes ya que son una foto del comportamiento de la planta ese día en particular, tenemos la capacidad de devolvemos a las bases de datos y observar que sucedió ese día de especial para tener una buena o mala eficiencia, podemos observar las temperaturas de entrada al compresor ó la carga a la cual estaba trabajando la planta.



Grafica 13. Comportamiento de la Eficiencia del bloque de cogeneración durante los días en que se realizó el estudio.

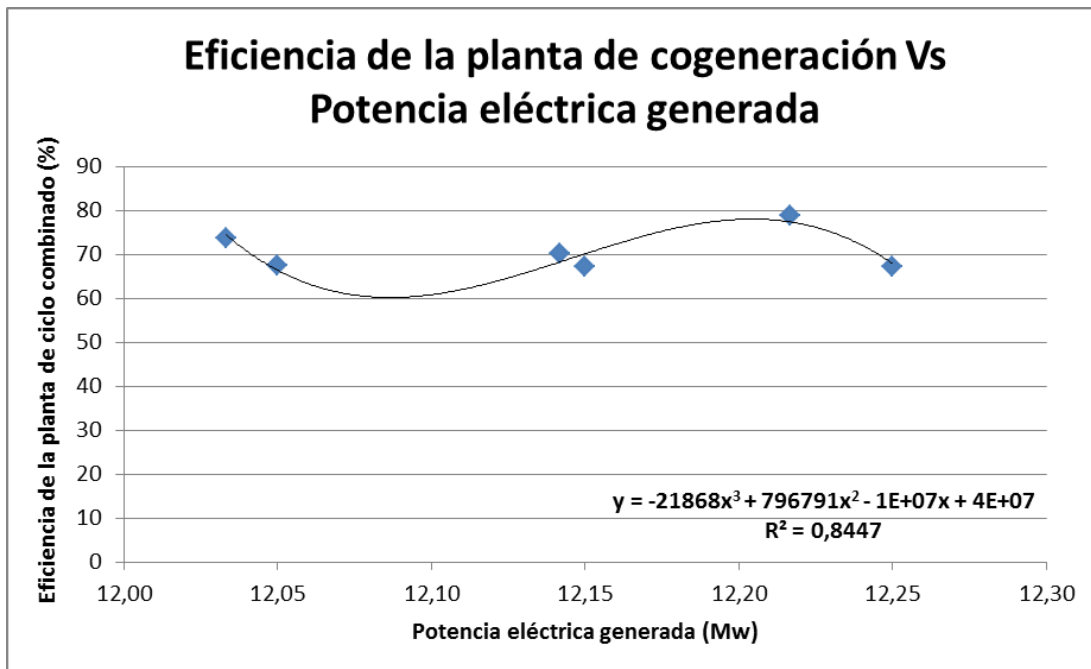
- En la **grafica 14** podemos observar los HR de la turbina y la planta en los diferentes días en los que se realizó el estudio, como se menciona en la anterior grafica, esta grafica nos permite dictaminar lo que sucedió en la planta en diferentes momentos, un ejemplo es que se aprecia una pequeña disminución del HR del bloque cogenerador en el 3er día de estudio, esta es una explicación de el porque la eficiencia en el día 3 es mayor, ya que la eficiencia aumenta a medida que el HR del bloque y de la turbina disminuye.



Grafica 14. Comportamiento del Heat rate de la turbina y el bloque de cogeneración durante los días de estudio.



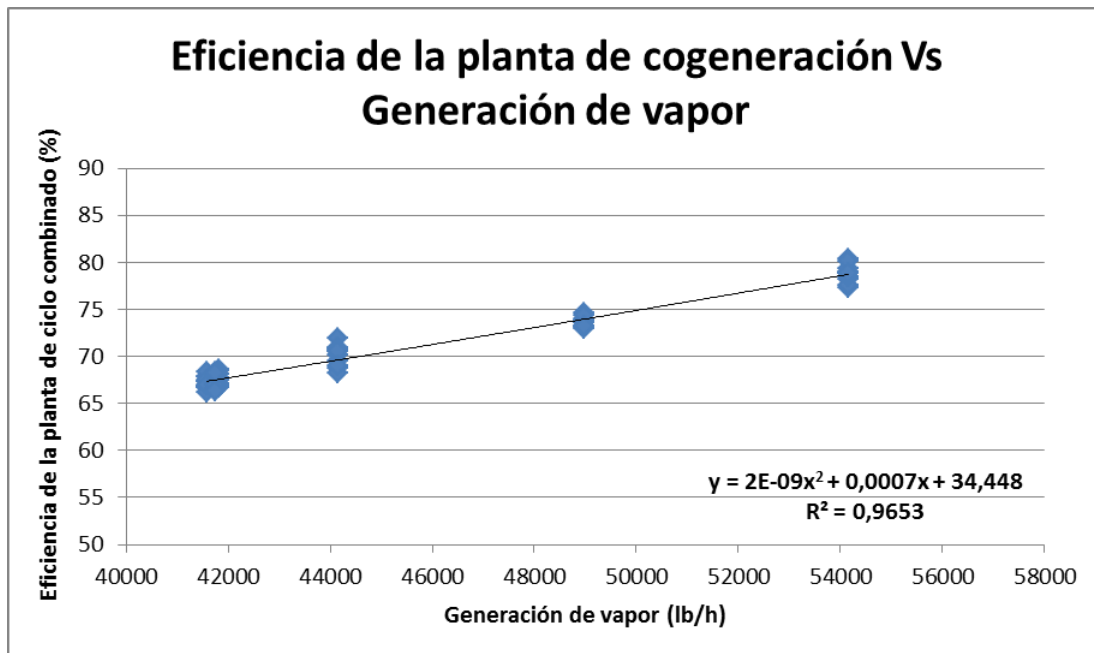
- En la **grafica 15** se muestra como varia la eficiencia del bloque de cogeneración en función de la potencia eléctrica generada, como se puede observar la eficiencia casi se mantiene invariante alrededor de un 70% para un pequeño rango de potencia generada de 12-12,25 Mw que es el promedio de generación de potencia eléctrica del bloque en estudio.



Grafica 15. Comportamiento de la eficiencia del bloque de cogeneración respecto a la potencia eléctrica generada.

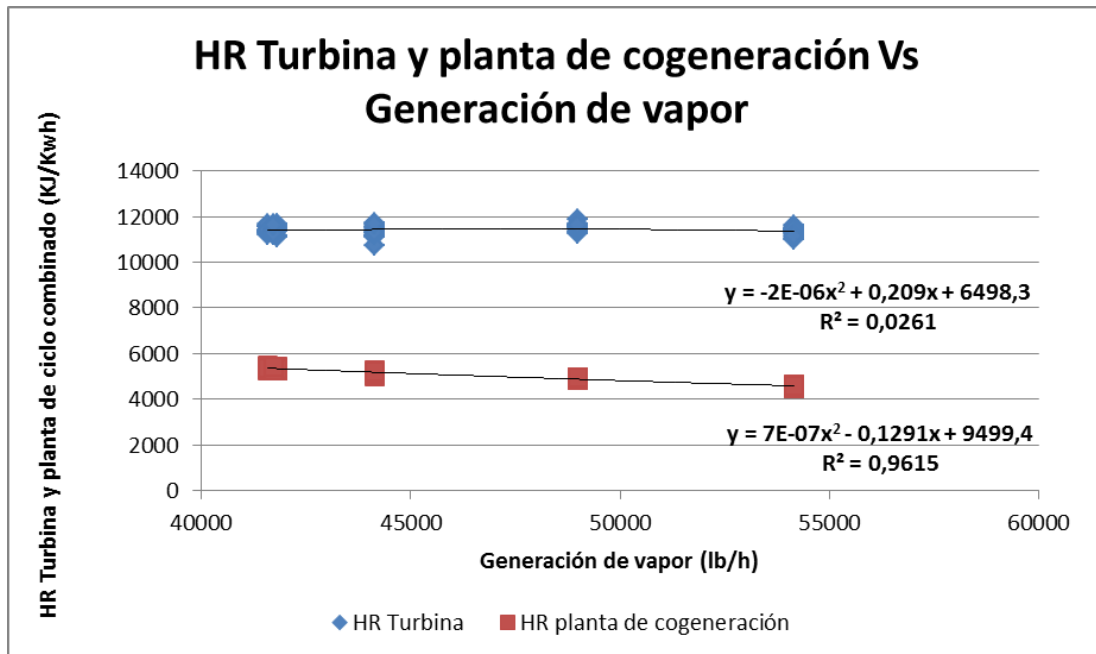


- En la **grafica 16** se puede observar una relación muy interesante, es el incremento lineal de la generación de vapor con el incremento de la eficiencia del bloque de cogeneración, esto nos indica que si aumentamos la eficiencia del sistema disminuyendo el trabajo del compresor, del mismo modo aumentaremos la producción de vapor de la planta, algo fundamental para el propósito de Abocol ya que el vapor es materia prima para la producción de amoniaco y un vapor generado de forma mas eficiente repercute directamente en el precio final de los fertilizantes.



Grafica 16. Comportamiento de la eficiencia del bloque de cogeneración respecto a la generación de vapor en la HRSG.

- En la **grafica 17** se evidencia que el HR del bloque cogenerador disminuye a medida que se aumenta la generación de vapor en la caldera recuperadora de calor, esto lo podemos asociar con la anterior grafica en la que observamos que a medida que aumenta la eficiencia también lo hace consigo la generación de vapor, y al disminuir el HR la eficiencia aumenta, esta esta razón por la cual se evidencia este comportamiento. sin embargo el HR de la turbina no tiene una relación directa con la generación de vapor ya que los valores obtenidos están muy desviados los unos de los otros y no se puede establecer una tendencia adecuada.

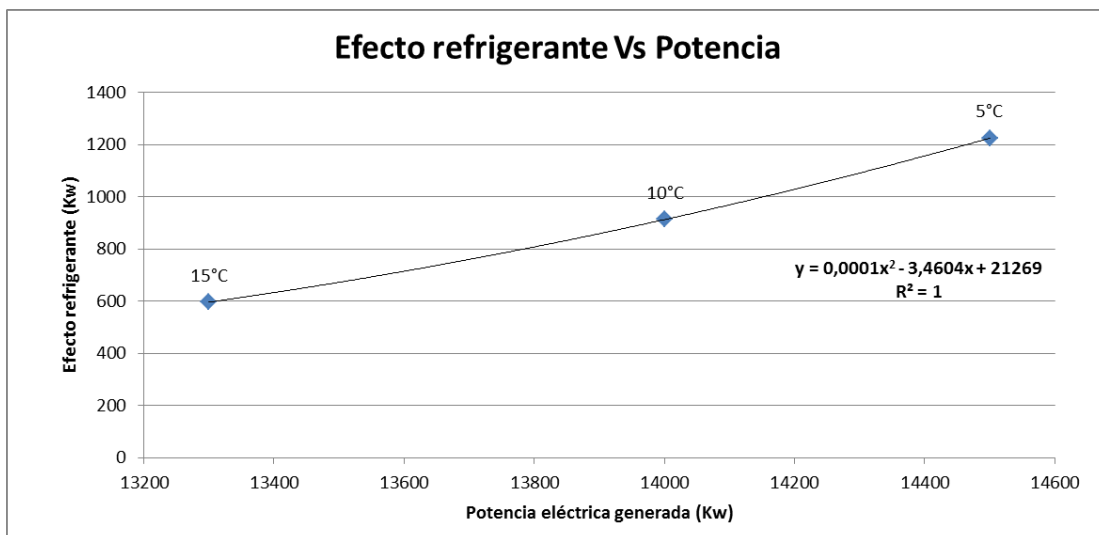


Grafica 17. Comportamiento del Heat rate de la turbina y del bloque de cogeneración respecto a la generación de vapor en la HRSG.



7.4 INDICADORES ENERGÉTICOS DEL BLOQUE DE TRIGENERACIÓN PROPUESTO

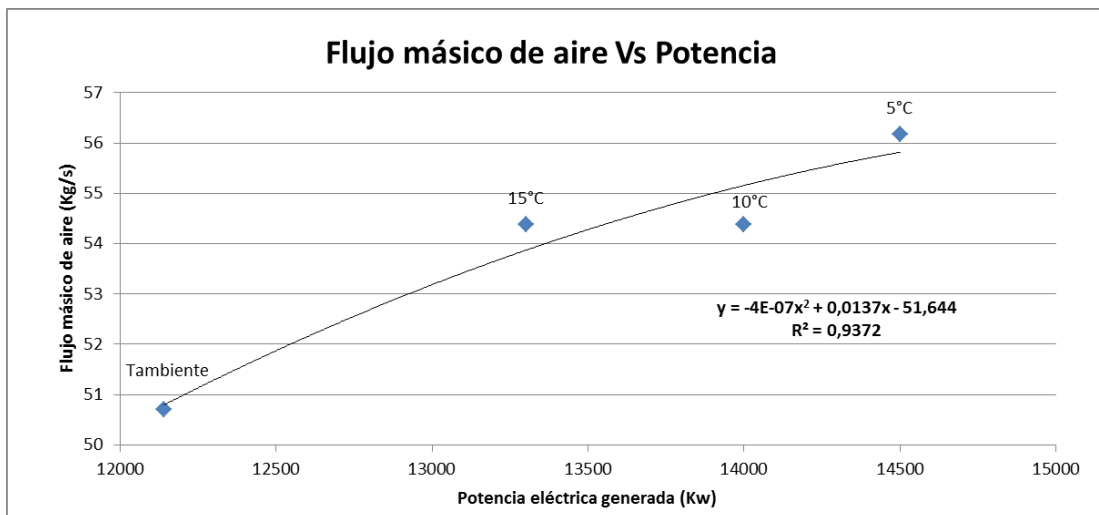
- En la **grafica 18** podemos ver el efecto que tiene el enfriamiento del aire a la succión del compresor, esta grafica compara el efecto refrigerante del chiller de absorción a las diferentes temperaturas finales a las que lleva al aire contra la potencia generada, es decir, el chiller debe tener una capacidad de enfriamiento de 600 Kw para llevar la temperatura del aire de la temperatura ambiente a 15°C y generará una potencia de 13 Mw. De igual modo se observa que a medida que mas se desee enfriar el aire mas capacidad de enfriamiento o efecto refrigerante se necesita, pero a su vez la potencia eléctrica generada también aumenta de forma significativa. Esta grafica del efecto refrigerante nos ayudará en la selección de la capacidad del sistema de refrigeración por absorción, ya que podemos ver cual es la maxima capacidad a usar en función de la potencia que queremos obtener y cual será la nueva temperatura a la succión del compresor.



Grafica 18. Efecto refrigerante necesario para alcanzar la potencia eléctrica deseada.

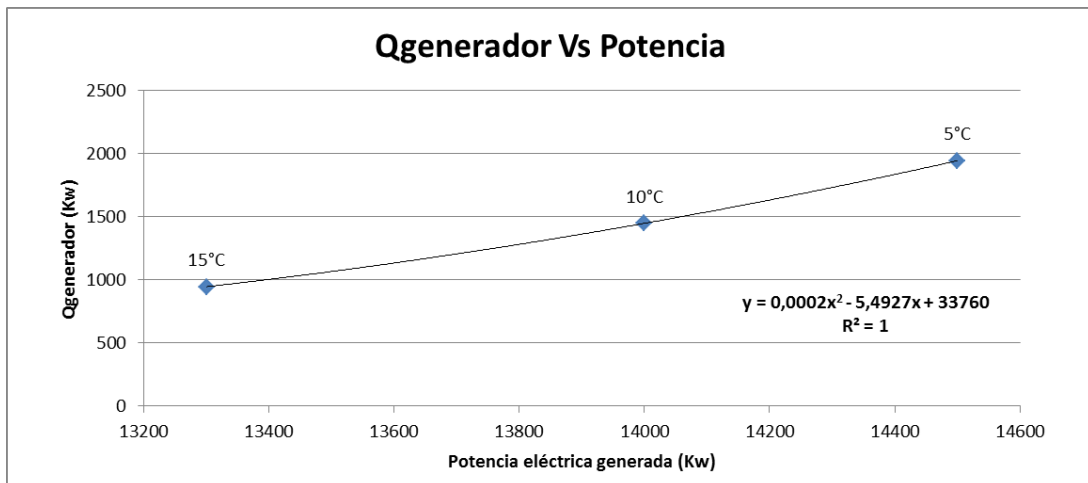


- En la **grafica 19** encontramos otra de las piezas fundamentales de esta investigación, como se explico en el capitulo 5, al disminuir la temperatura del aire a la succión del compresor conseguimos aumentar la densidad del aire, producto de eso al compresor ingresa un mayor flujo másico de aire que a su vez tiene la capacidad de generar mas trabajo en la turbina a gas y por ende una salida mayor de potencia eléctrica. En esta grafica se observa claramente el aumento del flujo másico del aire gracias al enfriamiento con respecto al flujo a temperatura ambiente y la salida de potencia eléctrica del bloque tri-generador.



Grafica 19. Flujo másico de aire que entra al compresor y su relación con la potencia eléctrica.

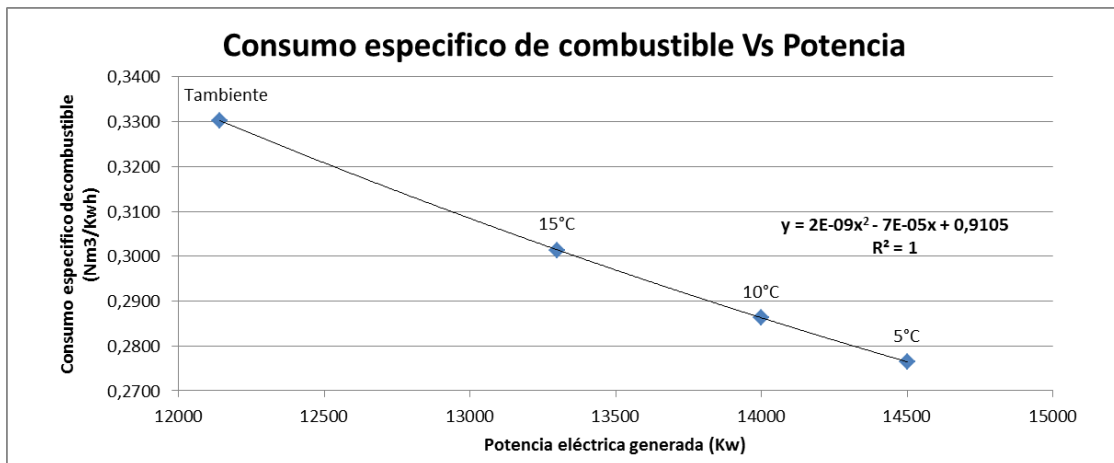
- En la **grafica 20** se muestra el calor que es necesario suministrar al generador del sistema de refrigeración por absorción para activarlo, en la línea se muestran las temperaturas finales del aire gracias al enfriamiento, a medida que mas se desee enfriar el aire a la succión del compresor, mayor será el flujo de calor hacia el generador por parte de nuestra fuente de calor, sean gases de combustión o vapor de nuestra HRSG, esta grafica es de vital importancia ya que nos permite ver la cantidad de calor que se le debe suministrar al generador y saber si poseemos una fuente que nos lo pueda proveer. Por supuesto también se observa que a medida que disminuye la temperatura a la cual entra el aire al compresor la potencia eléctrica generada aumenta.



Grafica 20. Calor necesario suministrar al chiller por absorción en función de la potencia eléctrica generada.

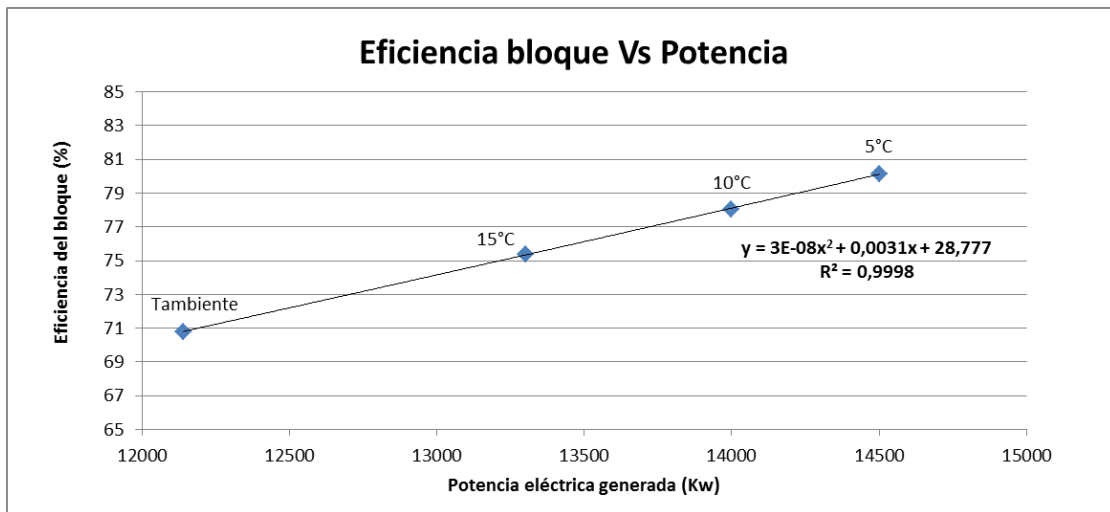


- En la **grafica 21** se observa otra relación determinante, el consumo específico de combustible del bloque de cogeneración succionando en el compresor aire a temperatura ambiente, comparado con la aplicación del bloque de tri-generación con aire a 15°C, 10°C y 5°C respectivamente, se evidencia como el consumo específico de combustible disminuye a medida que la temperatura de succión del aire disminuye por efecto del chiller y como consecuencia ocurre un aumento en la potencia eléctrica generada.



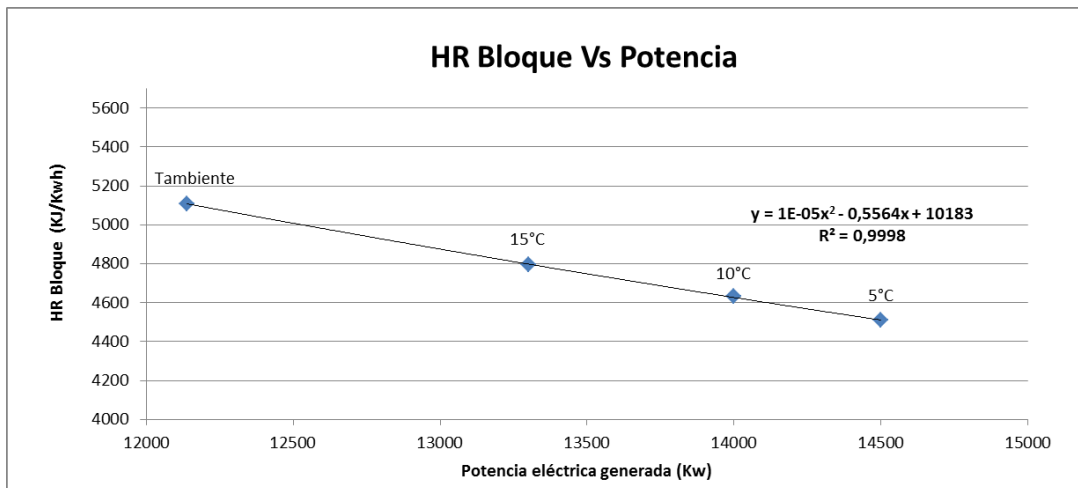
Grafica 21. Consumo específico de combustible contra potencia eléctrica generada.

- En la **grafica 22** podemos observar que la eficiencia, potencia eléctrica generada y disminución en la temperatura del aire a la succión del compresor son todas linealmente proporcionales, ya que al disminuir la temperatura del aire por efecto del chiller por absorción aumentamos la eficiencia de la planta tri-generadora y de igual modo la potencia eléctrica generada; todas estas graficas son de vital importancia para el calculo económico de retorno de inversión que se mostrara mas adelante, ya que nos ayudan a estimar los ahorros por generación adicional de Kwh gracias al aumento en la eficiencia, consumo específico de combustible o HR de la turbina y bloque de tri-generación

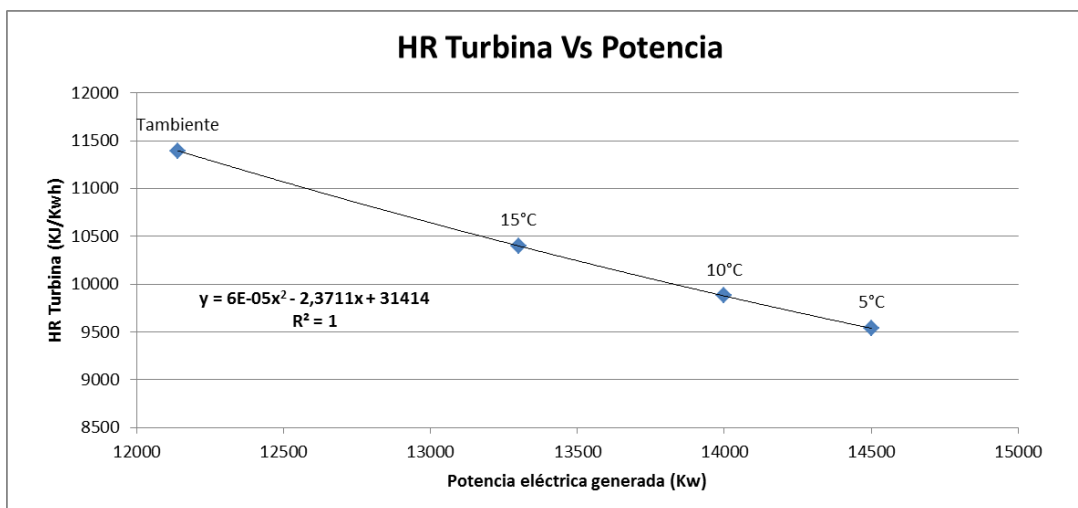


Grafica 22. Eficiencia del bloque de tri-generación en función de la potencia eléctrica generada.

- En la **grafica 23** y **24** se muestra la relación entre el HR de la turbina y del bloque de tri-generación propuesto en función de la temperatura final del aire por efecto del enfriamiento proporcionado por el chiller de absorción y la repercusión que tiene el enfriamiento en la salida de potencia eléctrica; esta relación es igual en tendencia a la grafica consumo especifico de combustible Vs Potencia eléctrica generada, ya que se puede observar que para una temperatura ambiente de entrada del aire al compresor el HR es mucho mas alto que para las temperaturas mas bajas.

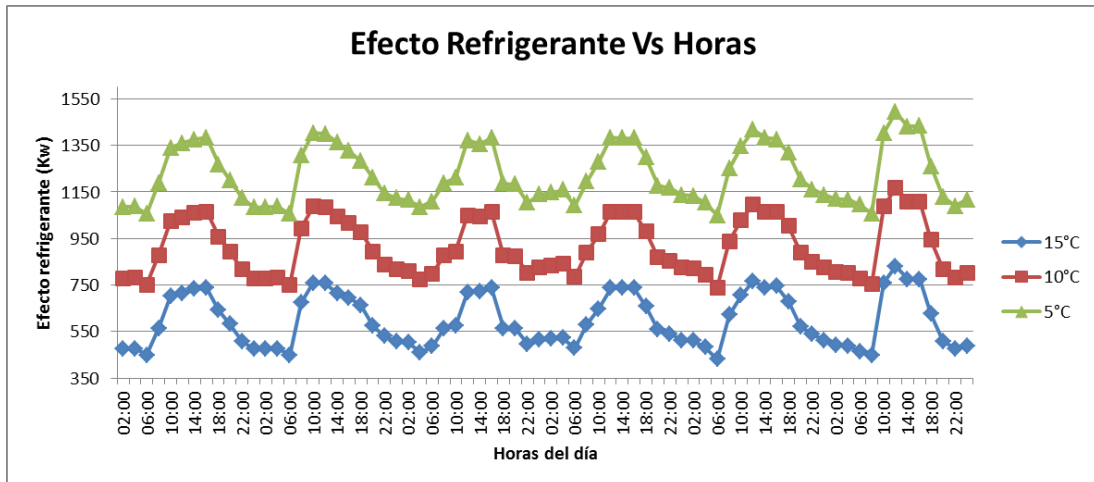


Grafica 23. Heat rate del bloque de tri-generación a diferentes salidas de potencia.



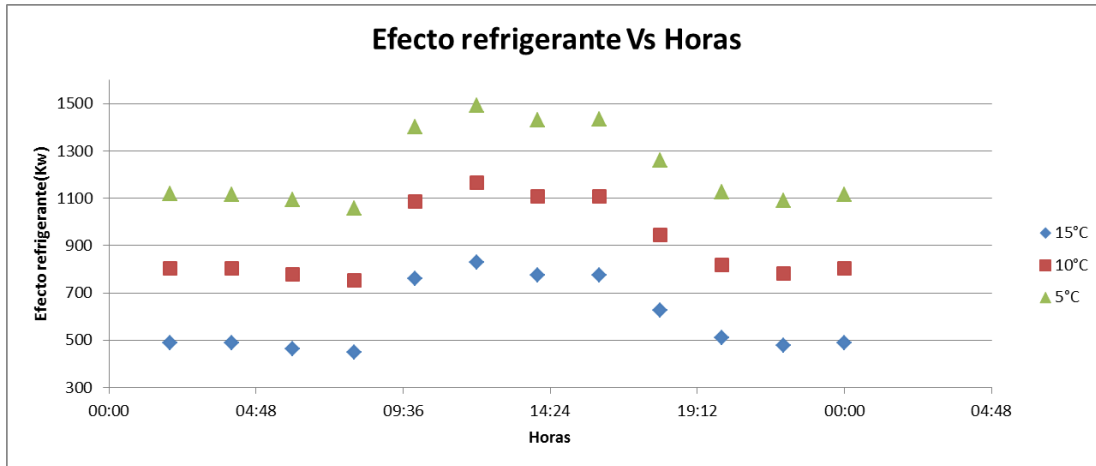
Grafica 24. Heat rate de la turbina con tri-generación a diferentes salidas de potencia.

- En la **grafica 25** se obtienen las curvas del efecto refrigerante necesario para disminuir la temperatura del aire (ambiente) a las deseadas representadas por las curvas en colores, estas curvas se obtuvieron para las horas registradas del día, para todos los días del estudio, se observan unos picos en el momento de mas calor del día (12:00-14:00 horas), esta es la demanda de efecto refrigerante o capacidad de enfriamiento que necesita el aire, conociendo este dato nos queda fácil seleccionar un equipo que este por encima de la capacidad de enfriamiento necesaria para nuestro sistema y así mantener un factor de seguridad, para la selección del sistema del refrigeración se uso el ultimo día, que como se logra apreciar tiene un pico mas alto de efecto refrigerante, al ser el más extremo nos sirve para obtener unas medidas aterrizadas de necesidad de frio. Este indicador de efecto refrigerante es un indicador directo de la temperatura ambiente del aire, ya que estamos manteniendo constante las temperaturas a las cuales se enfría el aire.



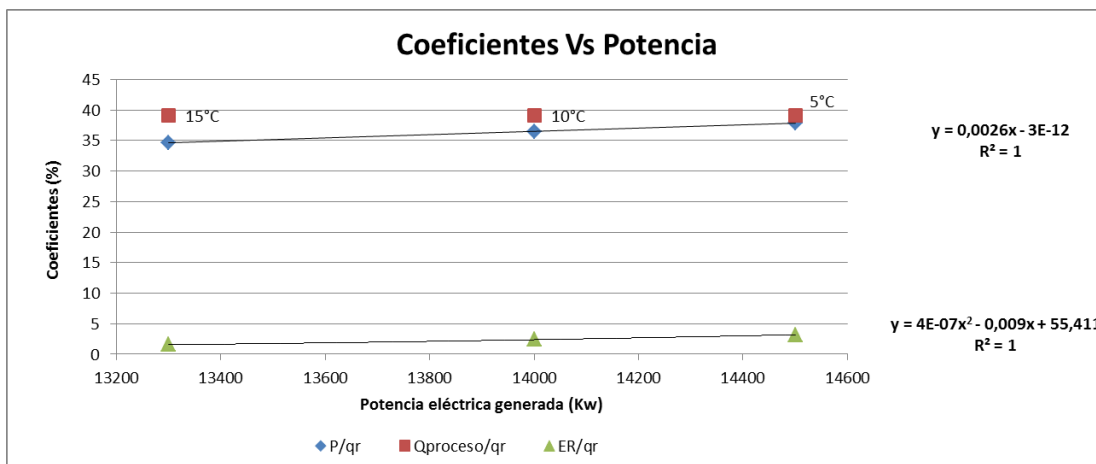
Grafica 25. Efecto refrigerante necesario a las diferentes horas durante los días de en que se realizo el estudio.

- En la **grafica 26** se muestra un Zoom del último día mostrado en la grafica 25, se realiza el mismo análisis presentado anteriormente ya que ahora se puede ver mas claro.



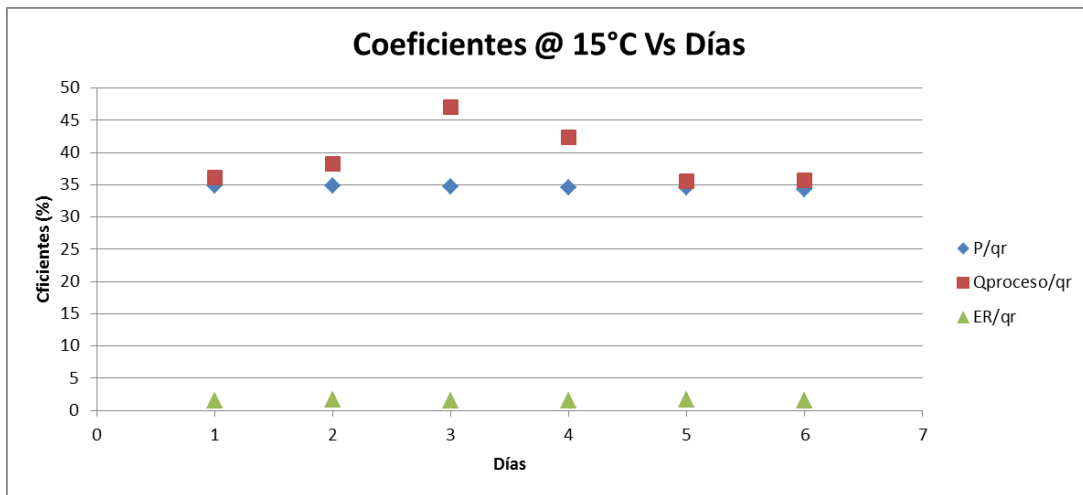
Grafica 26. Efecto refrigerante necesario a diferentes horas del día durante el día más crítico observado en el estudio.

- En la **grafica 27** se muestran los porcentajes de utilización de energía primaria, no son mas que la división de la componentes de energía útil entre calor que entra al sistema. Nos muestran cuanto porcentaje de la energía proveniente del gas natural se uso en potencia eléctrica, calor y frio. Aquí se muestran en función dela potencia eléctrica.

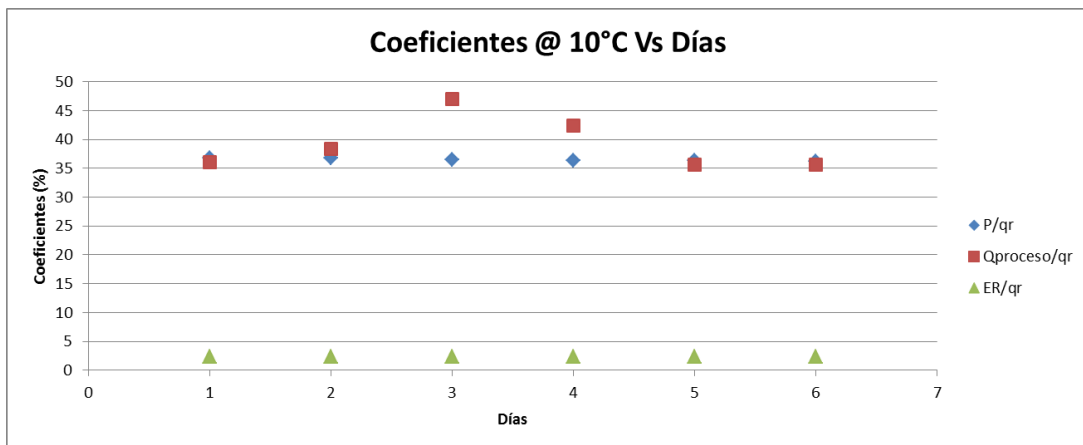


Grafica 27. Coeficientes y su variación con la potencia eléctrica de salida.

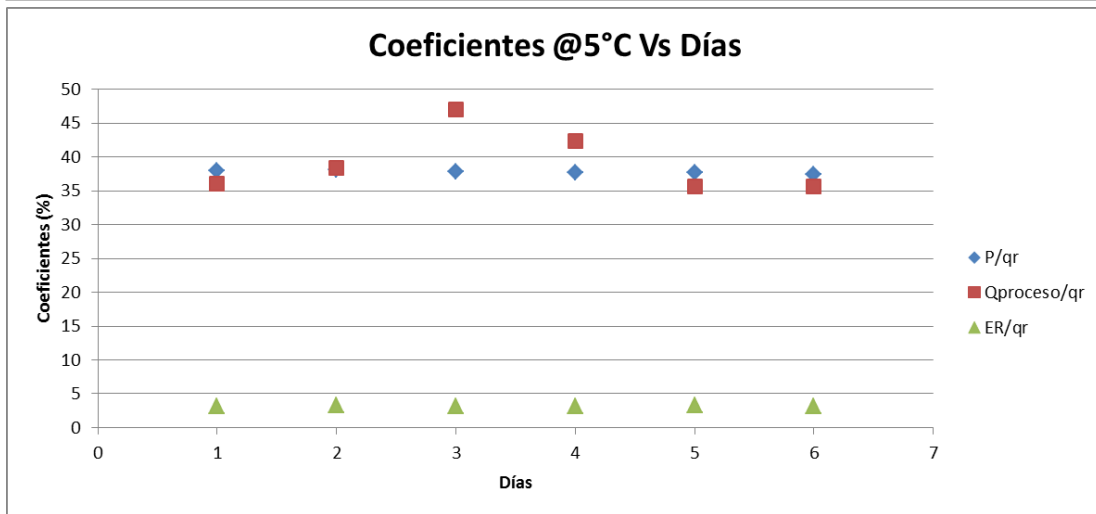
- En las **graficas 28, 29 y 30** se presentan estos coeficientes en función de la temperatura de entrada del aire al compresor, durante los diferentes días de estudio. Podemos observar que porcentaje de la energía primaria (gas natural) se uso en cada una de las formas de energía útil. Se puede notar que para todos los días los mayores consumidores de energía primaria son el vapor y la potencia eléctrica, el chiller consume muy poco de esa energía, pero es vital recordar que es energía recuperada de los gases de escape de la cua se evita su desperdicio.



Grafica 28. Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 15°C durante los días de estudio.

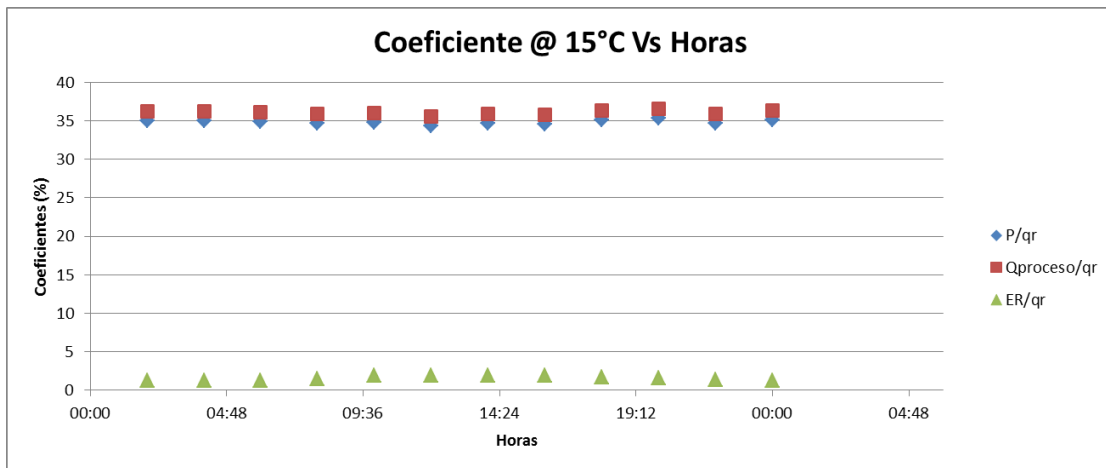


Grafica 29. Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 10°C durante los días de estudio.

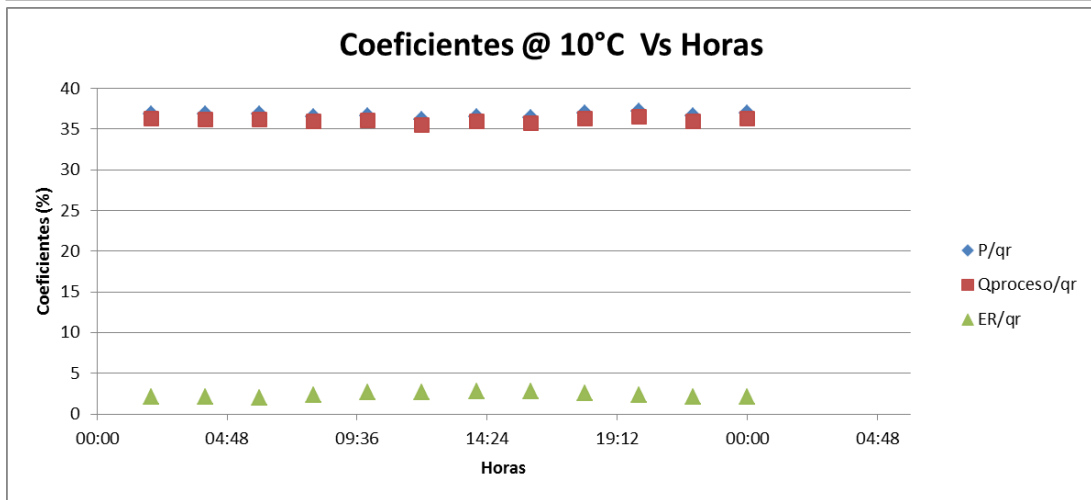


Grafica 30. Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 5°C durante los días de estudio.

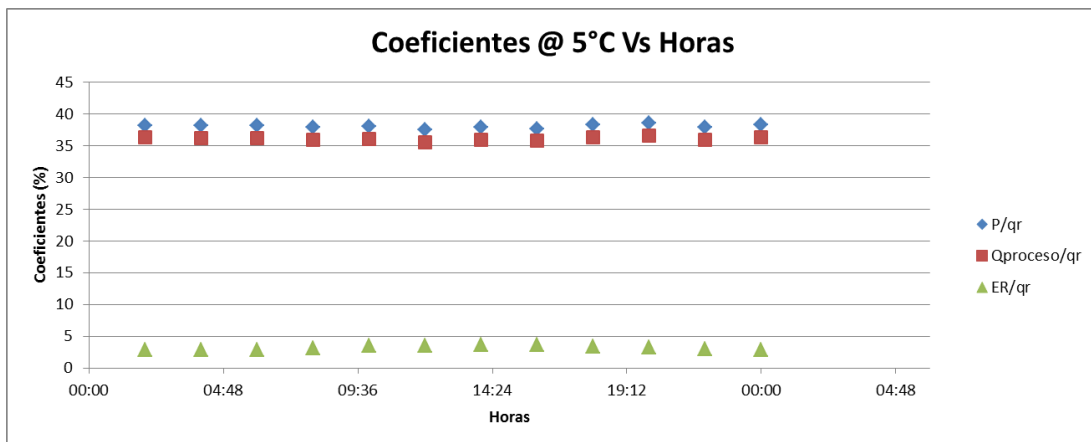
- En las **graficas 31, 32 y 33** se muestra la misma variación de los coeficientes antes mencionados en función de las horas del día, son de gran utilidad para obtener información precisa de cuanto porcentaje de la energía primaria se uso en cada forma de energía útil.



Grafica 31. Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 15°C durante las horas de estudio.



Gráfica 32. Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 10°C durante las horas de estudio.



Gráfica 33. Comportamiento de los coeficientes con temperatura del aire en la succión del compresor a 5°C durante las horas de estudio.

7.5 CÁLCULO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN

El chiller por absorción fue cotizado por la empresa JOHNSON CONTROLS en USD 280.000 con un periodo de entrega de 140 Días desde Shangai con términos incoter FOB (Free on board). Un contenedor de 40 ft Flat Rack para el chiller y otro de 20 ft para el bromuro de litio con un grado IMO de 8.

La empresa **GLP LTDA** se encargo de la cotización de la gestión logística y portuaria de la importación del chiller por absorción con todos los términos que se muestran en la **tabla 1** y los antes mencionados.

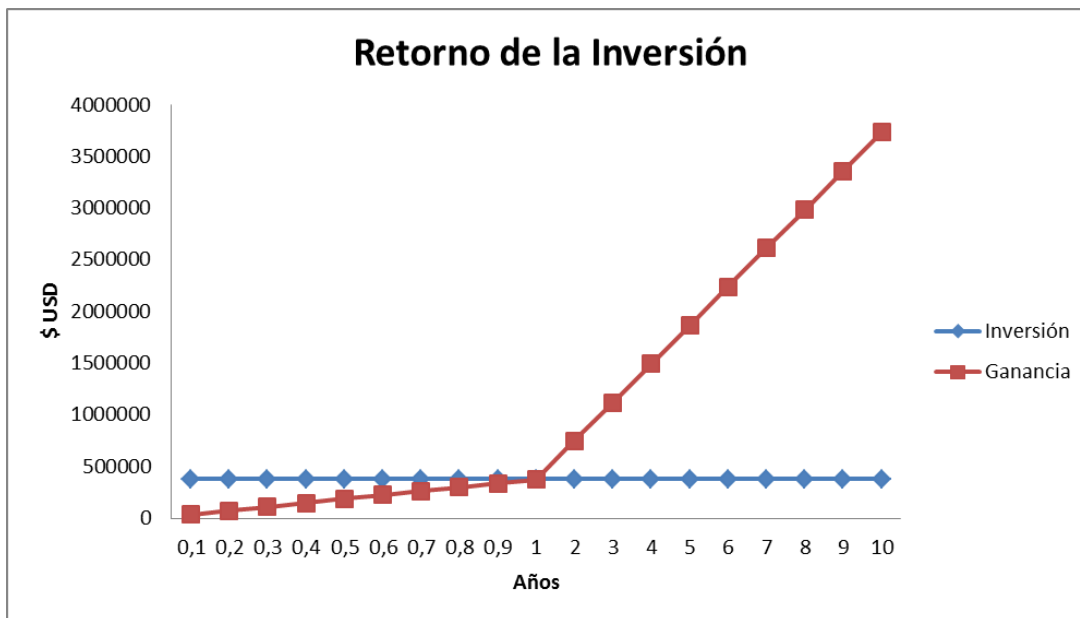
GESTION LOGISTICA Y PORTUARIA GLP LTDA ANALISIS COSTO LOGISTICA TRANSPORTE CHILLER SERGIO BALLESTAS						
ITEM	DETALLE	DESCRIPCION	S/TTAL USD\$	TTAL USD\$	S/TTAL COP\$	TTAL COP\$
1	COSTO FOB SHANGAI	CHILLER y BROMURO DE LITIO (IMO)	280.000	280.000	504.000.000	504.000.000
2	FLETE SHANGAI - COLOMBIA	Flete Marítimo 1 x 40 FLAT RACK	8.500	13.700	9.360.000	9.360.000
		Flete Marítimo 1 X 20 ESTÁNDAR	5.200			
		MANEJO Y SEGURO 2%	5.600	5.600	10.080.000	10.080.000
3	COSTO CIF	CHILLER y BROMURO DE LITIO (IMO)	299.300	299.300	538.740.000	538.740.000
4	TRIBUTOS COLOMBIA	ARANCEL 10%	28.000		50.400.000	
		IVA 16%	47.888	75.888	86.198.400	136.598.400
5	SERVICIOS EN PUERTO	USO DE INSTALACIONES 2 Cont	258		464.400	
		ALMACENAJE 3 DIAS LOS 2 CONT	180		324.000	
		PREINSPECCION	450	1.873	810.000	3.371.760
		INSPECCION FISICA	450		810.000	
		REC (UIPC) CARGAS IMO EXPLOSIVA 40%	535		963.360	
6	AGENTE DE ADUANA	COMISION				
		TELECOMUNICACIONES				
		4 X 1000	1.500	1.500	2.700.000	2.700.000
		GASTOS AUTORIZADOS				
		INSPECCION FISICA Y PREINSP				
7	T. TERRESTRE SPRC - PLANTA	Flete Terrestre 1 x 40 FLAT RACK + Drop off	300	550	540.000	990.000
		Flete Terrestre 1 X 20 ESTÁNDAR + Drop off	250		450.000	
8	COSTOS Y GASTOS BANCARIOS PARA LA COMPAÑIA	IVA 16% DIVISAS			0	
		PAPELERIA			0	
		MENSAJE GIRO LIBRE		0	0	0
		FOTOCOPIAS			0	
		IVA SOBRE GASTOS Y COMISIONES			0	
10	IMPREVISTOS	PRIMA POLIZA	0		0	
		GASTOS HORA HOMBRE PROCESO	0	0	0	0
		VARIOS	0		0	
COSTO			379.111	379.111	667.100.160	667.100.160
NOTAS						
TRM cotizada a COP\$1.800						
Valores adicionales en el cuadro los define la compañía en convenio con los bancos y conoce salario trabajadores.						
La compañía debe tener los medios para bajar los equipos de los contenedores en la planta, de lo contrario se cotiza operación						

Tabla 1. Costos de gestión logística y portuaria desde Shangái hasta Cartagena de indias.

El resultado se muestra mas sintetizado en la tabla resumen **tabla 2**

CÁLCULO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN		
Inversión del chiller	(USD)	280000
Precio del dolar	(\$ COL)	1800
Gastos de transporte	(USD)	99111
Otros gastos	(USD)	50000
Kwh Generados adicionales	(Kwh)	1600
Kwh Comprado	(\$ COL)	240
Kwh Producido	(\$ COL)	190
Ahorro x Kwh Generados adicionales	(USD/h)	44,4444444
Horas año trabajadas	(h)	8400
Ahorro anual x Kwh Generados adicionales	(USD)	373333,333
Retorno de la inversión	(Años)	1,14940446

Tabla 2. Retorno de la inversión en años del sistema de refrigeración por absorción.



Grafica 34. Retorno de la Inversión a 1 año.

El tiempo de retorno de la inversión realizada teniendo en cuenta los precios de compra, transporte e imprevistos por USD 50.000 es de 1,15 años, es decir, 14 meses.

Se puede apreciar mejor en la **grafica 34** donde se ve que el equipo genera ganancias de 3.360.000 \$USD después del primer año hasta el año 10 que es su tiempo de vida útil, por concepto de ahorro en compra de energía eléctrica a la red externa.

Esto nos brinda una idea general de la factibilidad que puede tener la implementación del chiller de absorción para convertir el bloque cogenerador en un bloque tri-generador.

8. VALORACIÓN AMBIENTAL

En este capítulo analizaremos el efecto que tiene la aplicación de la tri-
generación en el comportamiento de dos de los contaminantes presentes en
mayor volumen en los gases productos de la combustión; NO_x y CO ,
riesgosos para la salud humana y el ambiente, mantenerlos controlados es
fundamental si queremos proyectar una imagen de una empresa responsable
con el medio ambiente, comprometida con la conservación para las
generaciones futuras y con responsabilidad social de reducir el impacto que
las emisiones pueden tener sobre la comunidad y sus mismos colaboradores.

A pesar de ser las turbinas de gas una de las tecnologías de generación
térmica menos contaminante al trabajar con el más limpio de los
combustibles fósiles y por la alta relación Hidrógeno-Carbono, estas
producen emisiones contaminantes las cuales se relacionan en la tabla, se
presentan los niveles típicos de emisiones de las turbinas de gas, los
componentes de mayor concentración se expresan en porcentaje del
volumen total de gases de producto de la combustión mientras que los de
menor concentración se expresan en partes por millón ppmv. Los
componentes de mayor concentración pueden calcularse conociendo la
composición del combustible, los componentes menores a excepción del
Dióxido de azufre, requieren medidas cuidadosas y análisis semi-teórico para
su caracterización.



Major Species	Typical Concentration (% Volume)	Source
Nitrogen (N ₂)	66 - 72	Inlet Air
Oxygen (O ₂)	12 - 18	Inlet Air
Carbon Dioxide (CO ₂)	1 - 5	Oxidation of Fuel Carbon
Water Vapor (H ₂ O)	1 - 5	Oxidation of Fuel Hydrogen
Minor Species Pollutants	Typical Concentration (PPMV)	Source
Nitric Oxide (NO)	20 - 220	Oxidation of Atmosphere Nitrogen
Nitrogen Dioxide (NO ₂)	2 - 20	Oxidation of Fuel-Bound Organic Nitrogen
Carbon Monoxide (CO)	5 - 330	Incomplete Oxidation of Fuel Carbon
Sulfur Dioxide (SO ₂)	Trace - 100	Oxidation of Fuel-Bound Organic Sulfur
Sulfur Trioxide (SO ₃)	Trace - 4	Oxidation of Fuel-Bound Organic Sulfur
Unburned Hydrocarbons (UHC)	5 - 300	Incomplete Oxidation of Fuel or Intermediates
Particulate Matter Smoke	Trace - 25	Inlet Ingestion, Fuel Ash, Hot-Gas-Path
		Attrition, Incomplete Oxidation of Fuel or Intermediates

Tabla 3. Composición de los gases productos de la combustión.

Los óxidos de nitrógeno (NO_x = NO + NO₂) deben ser divididos en dos clases según su mecanismo de formación. Los óxidos de nitrógeno formados a partir de la oxidación del nitrógeno libre en el aire de admisión se les llaman " NO_x térmico". Son principalmente una función de la temperatura adiabática de llama estequiométrica de combustión, que es la máxima temperatura alcanzada por una mezcla estequiométrica de combustible y aire en una cámara de combustión aislada. [7]

Las emisiones de NO_x tienen efectos adversos en la salud humana y el medio ambiente, estas juegan un papel importante en:

- La lluvia ácida.
- Formación de niveles peligrosos de ozono (O₃) en la superficie terrestre.
- Formación de smog en la atmósfera.
- Las emisiones de NO₂ tienen un efecto mas adverso en la salud humana que el NO. El NO₂ captura el oxígeno que transporta la

hemoglobina y también forma ácido en los pulmones de ahí que es mucho más tóxico que el CO para la misma concentración.

La relación entre las condiciones de funcionamiento de la cámara de combustión y la producción de NO_x térmico son las siguientes:

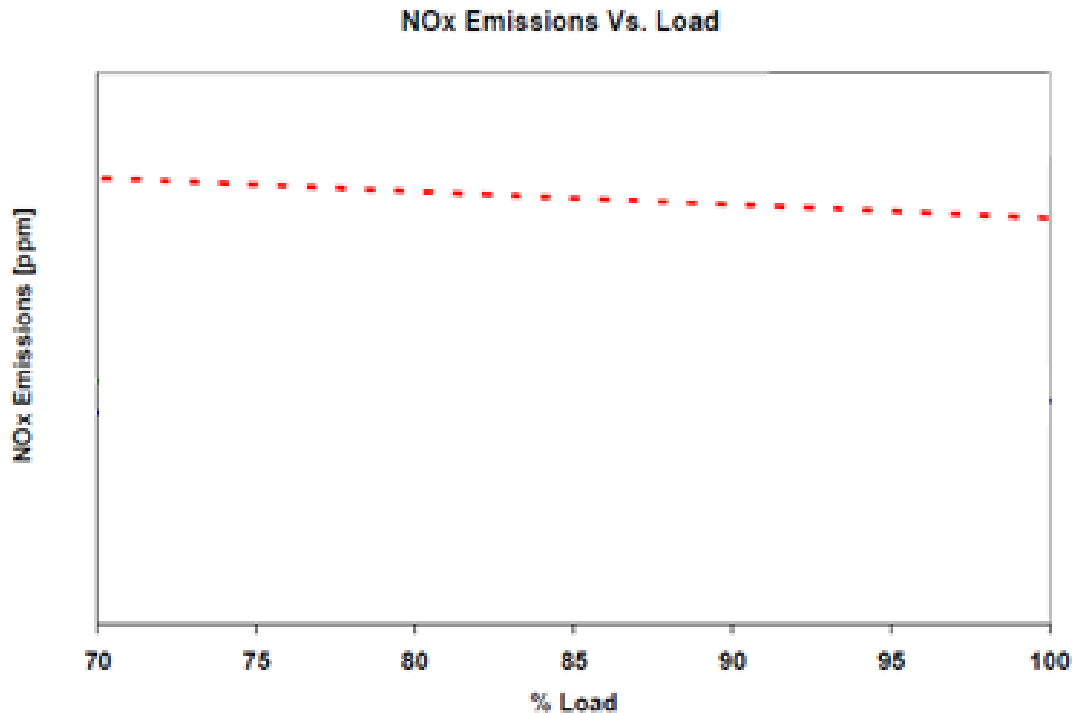
- Los NO_x se incrementan fuertemente con el aumento de la relación Combustible aire o con la temperatura de la llama.
- Los NO_x incrementan exponencialmente con la temperatura del aire de entrada al combustor.
- Los NO_x incrementan con la raíz cuadrada de la presión de entrada al combustor.
- Los NO_x incrementan con el tiempo de residencia en la zona de llama.
- Los NO_x decrecen con el aumento de la humedad específica.

Por todas las implicaciones ambientales y de responsabilidad social con la salud humana de las comunidades aledañas a las plantas y los mismos empleados, se han desarrollado métodos en busca de disminuir la producción de estos gases, entre los métodos para el control de emisiones de NO_x están las tecnologías de control de combustión y post-combustión, entre las cuales se encuentran [28]:

- Ciclos con inyección de agua o de vapor. (Control de combustión).
- Ciclos con humidificación en cascada. (Control de combustión).
- Combustores secos bajos en NO_x. (Control de combustión).
- Combustores catalíticos. (Control de combustión).
- Ciclos con reducción catalítica selectiva. (Control de post-combustión).

La **grafica 35** nos permite observar el comportamiento de las emisiones de NO_x de la combustión en función de la carga de la turbina a gas, se puede apreciar que al aumentar la carga y movernos en un punto eficiente se

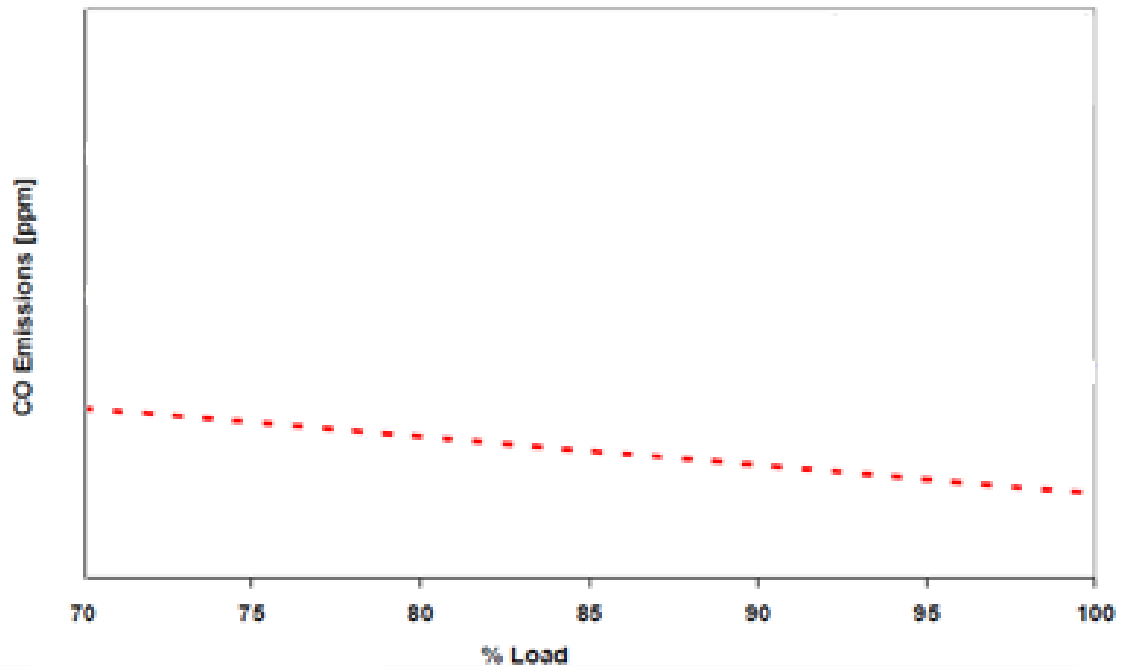
disminuye la concentración de NO_x en las emisiones de los gases producto de la combustión.



Grafica 35. Concentración de NO_x en los gases producto de la combustión en función de la carga del bloque [4].

La **grafica 36** nos permite observar el comportamiento de las emisiones de CO de la combustión en función de la carga de la turbina a gas, se puede apreciar que al aumentar la carga y movernos en un punto eficiente se disminuye sensiblemente la concentración de CO en las emisiones de los gases producto de la combustión.

CO Emissions Vs. Load



Grafica 36. Concentración de CO en los gases producto de la combustión en función de la carga del bloque [4].

Como pudimos observar en este capítulo y las gráficas, la producción de energía eléctrica a una mayor carga nos permite disminuir sensiblemente las emisiones de gases contaminantes, esto combinado con una disminución en la temperatura de la cámara de combustión gracias al enfriamiento del aire a la succión del compresor garantizan operar de manera más eficiente y responsable con el medio ambiente.

CONCLUSIONES

Las conclusiones serán obtenidas a partir de la siguiente tabla resumen:

PROMEDIO DE LOS INDICADORES					
INDICADOR	UNIDAD	COGENERACIÓN	TRIGENERACIÓN		
			15°C	10°C	5°C
η Bloque	(%)	70,79	75,38	78,03	80,15
HR Bloque	(KJ/Kwh)	5107,94	4794,97	4631,32	4508,41
HR Turbina	(KJ/Kwh)	11395,27	10398,91	9878,97	9538,31
Potencia Generada	(Kw)	12140,28	13300,00	14000,00	14500,00
Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,3303	0,3014	0,2863	0,2764
maire +	(Kg/s)	50,70	54,38	54,38	56,17
ER	(Kw)	0,00	595,85	912,26	1224,26
Q Chiller	(Kw)	0,00	945,79	1448,03	1943,26
P/qr	(%)	31,63	34,66	36,48	37,78
Qproceso/qr	(%)	39,18	39,18	39,18	39,18
ER/qr	(%)	0,00	1,55	2,38	3,19

Tabla 4. Tabla resumen de los indicadores energéticos cogeneración Vs Tri-generación.

- Con la reducción de la temperatura del aire a la succión del compresor, de la temperatura ambiente a 15°C con la implementación de un sistema de refrigeración por absorción se logra un aumento del 4,59% en la eficiencia global del bloque energético. Con valores de temperatura a la succión del compresor de 10°C y 5°C se logra un aumento del 7,33% y 9,36% respectivamente.



- Con la reducción de la temperatura del aire a la succión del compresor por medio de un sistema de refrigeración por absorción se logra la disminución del Heat Rate del bloque energético y de la turbina a gas.
 - La potencia eléctrica generada por el bloque energético aumenta con la disminución de la temperatura del aire a la succión del compresor.
 - El consumo específico de combustible para el bloque energético disminuye con la reducción de la temperatura a la succión del compresor.
 - El flujo másico de aire en el sistema aumenta notablemente con la disminución en la temperatura a la succión del compresor; Razón por la cual se genera más trabajo en la turbina y por ende una mayor generación de potencia eléctrica.
 - Con la implementación del sistema de refrigeración por absorción que aprovecha los gases productos de la combustión que salen por la chimenea se recupera de manera directa entre un 1,55% y 3,19% de la energía primaria (Gas natural) que entra al sistema. (Antes esta energía se cedía a la atmosfera)
 - En general todos los indicadores energéticos mejoran sensiblemente implementando el sistema de refrigeración por absorción convirtiendo este bloque energético de *cogeneración (Vapor y Potencia eléctrica)* en un sistema de *Tri-generación (Vapor, potencia eléctrica y refrigeración)* altamente eficiente.
 - El tiempo de retorno de la inversión del sistema de refrigeración por absorción gracias al incremento en la potencia eléctrica es de 14 meses.
 - El aumento en la generación de potencia eléctrica evitara comprar 2 MWh a la red eléctrica externa.
 - Luego del retorno de la inversión, el sistema de refrigeración por absorción generará alrededor de 3,36 \$ MMUSD en ahorros hasta que se cumpla su ciclo de vida útil de 10 años aproximadamente.
-



- La disminución de la temperatura de la cámara de combustión disminuye la generación de emisiones de NO_x en los gases productos de la combustión, el enfriamiento del aire en la succión del compresor es una excelente forma de reducir las emisiones de estos gases contaminantes.
- Las emisiones de NO_x y CO disminuye sensiblemente con el aumento en la carga de la turbina; Se demostró que con la disminución de la temperatura en la succión del compresor se trabaja entre un 88,7% y un 96,7% de la carga máxima de la turbina a gas, llevándonos así a trabajar en el rango de mayor eficiencia.



RECOMENDACIONES

- Presentar los resultados al cuerpo técnico de la empresa ABOCOL-Cartagena con el fin de valorar la factibilidad de la implementación del sistema de tri-generación en su esquema energético.
- Elaborar una metodología para realizar cálculos termo-económicos de los sistemas de tri-generación para el sector industrial en correspondencia con el recurso humano y condiciones tecnológicas y ambientales de Cartagena.
- Desarrollo de un estudio de sensibilidad económica, con el fin de estudiar la influencia de los parámetros operacionales claves sobre la energía primaria y factibilidad económica sobre los sistemas de tri-generación para el sector industrial.

BIBLIOGRAFIA

- [1] YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica, Quinta edición. Mc Graw-Hill.
 - [2] MIRANDA J, BENÍTEZ L. Cálculo de la eficiencia energética del generador de vapor recuperador de calor (HRSG) de la empresa Biofilm S.A., planta Cartagena. [Tesis de Grado]. Cartagena. Universidad Tecnológica de Bolívar. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2010
 - [3] Curso de turbinas a gas, disponible en: <http://www.turbinasdegas.com/index.php/camara-de-combustion>.
 - [4] SATISH GADDE, JOHN XIA AND GERRY MCQUIGGAN. Advanced F class gas turbines can be a reliable choice for IGCC applications. Siemens Power Generation, Inc. 2006.
 - [5] Manual de área de servicios industriales, información técnica y conceptual. ABOCOL-Cartagena. 2007.
 - [6] Manual área de generación eléctrica planta norte. ABOCOL-Cartagena. 2008.
 - [7] LUIS ENRIQUE CARDONA VILLA. Estudio de viabilidad Técnico-económica para implementar tri-generación en una turbina de gas de ciclo simple. Universidad de Zaragoza 2011.
 - [8] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.PTC 4.4 Gas Turbine Heat Recovery Steam Generators. New York. 1981.
 - [9] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.PTC 22 Performance Test Code on Gas Turbines
 - [10] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.PTC 1 General Instructions.
 - [11] OZGUR BALLI, HAYDAR ARAS, ARIF HEPBASLI, Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas–diesel engine: Part II – An application. 2010.
-

- [12] BERMUDEZ LUIS F. Método para el control operacional en línea de la generación de electricidad en turbo gas: caso Biofilm S.A. planta Cartagena. [Tesis de maestría]. Universidad Tecnológica de Bolívar. 2010.
- [13] P. CHAMBADAL. Los compresores. Editorial labor. Barcelona 1973.
- [14] V.A KIRILLIN, V.V SICHEV, A.E SHEINDLIN. Termodinámica Técnica. Editorial MIR Moscú. Edición 1 1976.
- [15] Curso de turbinas a gas, disponible en: <http://www.turbinasdegas.com/index.php/la-turbina-de-expansion>.
- [16] VIRGIL MORNING FAIRES, Thermodynamics, 4 edition 1962.
- [17] Manual de operaciones Amoniaco versión 0.1. ABOCOL-Cartagena. 2004.
- [18] Manual área de generación de vapor planta norte. ABOCOL-Cartagena. 2008.
- [19] TURBINE INLET COOLING ASSOCIATION. Technology Overview of Turbine Inlet Cooling. 2010. www.turbineinletcooling.org.
- [20] FERNÁNDEZ DÍEZ, P. *Termodinámica técnica; capítulos sobre el aire húmedo y tecnologías de refrigeración*. es.libros.redsauce.net.
- [21] Turbine inlet air chilling. The Stellar Group. York International. www.thestellargroup.com
- [22] Manual de operaciones planta ácido nítrico. ABOCOL-Cartagena. 2004.
- [23] SÁNCHEZ LENCERO, T. MUÑOZ BLANCO, A. JIMÉNEZ-ESPADAFOR AGUILAR, F. J. *Apuntes de la asignatura Sistemas de Producción de Potencia de 5º semestre de ingeniería industrial*. Grupo de Máquinas y Motores Térmicos del departamento de Ingeniería Energética de la Universidad de Sevilla.
- [24] CORTES, C. WILLEMS, D. E. *Gas turbine air inlet air cooling techniques: And overview of current technologies*. PowerGEN (Siemens-Westinghouse). Las Vegas. 2003.

- [25] KRAFT, J. E. *Evaporative cooling & wet compression technologies*. Caldwell Energy Company. www.caldwellenergy.com.
- [26] SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN <http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>.
- [27] E. AKITA, K. KONDOU, T. MATSUMOTO, Y. KANEZAWA. Upgrading tg701f gas turbines with mhi's latest f-class technology, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. 2006.
- [28] Curso de turbinas a gas, disponible en: <http://www.turbinasdegas.com/index.php/emisiones>.
- [29] SOLAR TURBINES A CATERPILLAR COMPANY HANDBOOK, titan 130S-19501 TLB-1S REV 0.0
- [30] RUI PITANGA MARQUESA, DEREK HACONB, ALEXANDRE TESSAROLLOC, JOSE ALBERTO REIS PARISEC, Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. El sevier Journal. 2010.
- [31] WARK, K. J. *Termodinámica*. Quinta Edición. Mc-Graw Hill. New York. 1996.
- [32] GANAPATHY, V. Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators calculations. 2nd Ed. Texas: ABCO, 2000.
- [34] KUMAR RAYAPROLU. Boilers for power and process. CRC PRESS, 2009.
- [35] M.D. SCHICKTANZ A, J. WAPLER B, H.-M. HENNING A. Primary energy and economic analysis of combined heating, cooling and power systems. EL SERVER 2010.
- [36] E. TEOPA CALVA A, M. PICON NUÑEZ B, M.A. RODRÍGUEZ TORAL. Thermal integration of trigeneration systems. EL SERVER. 2004.
- [37] L. GIACCONE, A. CANOVA. Economical comparison of CHP systems for industrial user with large steam demand. EL SERVER. 2008.

- [38] FELIX GONZALES PEREZ. Control operacional de algunos factores agroindustriales que afectan la cogeneración en ingenios azucareros. Tesis de maestría universidad de cien fuegos, cuba. 2002.

ANEXOS

- Tablas con datos recolectados del bloque de cogeneración de la empresa ABOCOL-Cartagena cada 2 horas de los días de estudio.
- Tablas con los indicadores energéticos calculados cada 2 del bloque de cogeneración de la empresa ABOCOL-Cartagena cada 2 horas de los días de estudio.
- Tablas con los indicadores energéticos calculados cada 2 horas del bloque de tri-generación propuesto.
- Tablas resumen de los indicadores del bloque cogenerador antes de overhaul y después de overhaul.
- Tablas con los cálculos de la variación de las capacidades caloríficas del aire y los gases producto de la combustión en función de la temperatura.
- Tablas con los cálculos de los flujos másicos de aire y gases producto de la combustión cada 2 horas durante los días de estudio.

DATOS DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN PARA LOS DÍAS DE ESTUDIO

Condiciones		DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN											
		04/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
Entrada al compresor	P(Psig)	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70
	T(°F)	76,00	76,00	75,00	79,00	84,00	84,00	85,00	85,00	82,00	80,00	77,00	76,00
Salida del compresor	P(Psig)	221,00	221,00	220,00	220,00	219,00	219,00	218,00	218,00	218,00	220,00	221,00	221,00
	T(°F)	167,92	167,92	165,51	174,34	185,15	185,15	187,12	187,12	180,52	176,55	170,13	167,92
Entrada a la turbina	P(Psig)	221,00	221,00	220,00	220,00	219,00	219,00	218,00	218,00	218,00	220,00	221,00	221,00
	T(°F)	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97
Salida de la turbina	T(°F)	922,33	922,33	922,33	922,33	922,33	922,33	922,33	922,33	922,33	922,33	922,33	922,33
Combustor	mf(lb/h)	6008,00	6019,00	6023,00	6065,00	6045,00	6131,00	6065,00	6092,00	6000,00	5965,00	6061,00	6000,00
	P(Psig)	358,58	358,58	358,58	358,58	358,58	358,58	358,58	358,58	358,58	358,58	358,58	358,58
	T(°F)	153,58	153,58	153,58	153,58	153,58	153,58	153,58	153,58	153,58	153,58	153,58	153,58
Condiciones salida de vapor	mv(lb/h)	41825,00	41825,00	41825,00	41825,00	41825,00	41825,00	41825,00	41825,00	41825,00	41825,00	41825,00	41825,00
	P(Psig)	604,83	604,83	604,83	604,83	604,83	604,83	604,83	604,83	604,83	604,83	604,83	604,83
	T(°F)	812,33	812,33	812,33	812,33	812,33	812,33	812,33	812,33	812,33	812,33	812,33	812,33
Alimentación de agua a la caldera	maa(lb/h)	46668,33	46668,33	46668,33	46668,33	46668,33	46668,33	46668,33	46668,33	46668,33	46668,33	46668,33	46668,33
	P(Psig)	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00
	T(°F)	321,67	321,67	321,67	321,67	321,67	321,67	321,67	321,67	321,67	321,67	321,67	321,67
Quemadores de la caldera	mf(lb/h)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	P(Psig)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	T(°F)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Exceso de oxígeno	(%)	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50
Salida de los gases por la chimenea	T(°F)	455,33	455,33	455,33	455,33	455,33	455,33	455,33	455,33	455,33	455,33	455,33	455,33
Potencia generada	MW	12,30	12,30	12,30	11,90	12,10	12,10	12,10	12,20	11,70	11,90	11,80	11,90

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN													
Condiciones		05/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
Entrada al compresor	P(Psig)	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70
	T(°F)	76,00	76,00	75,00	83,00	86,00	86,00	84,00	84,00	83,00	79,00	78,00	77,00
Salida del compresor	P(Psig)	221,00	221,00	220,00	219,00	219,00	218,00	219,00	217,00	217,00	220,00	220,00	220,00
	T(°F)	167,92	167,92	165,51	182,94	189,56	189,32	185,15	184,69	182,50	174,34	172,13	169,93
Entrada a la turbina	P(Psig)	221,00	221,00	220,00	219,00	219,00	218,00	219,00	217,00	217,00	220,00	220,00	220,00
	T(°F)	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97
Salida de la turbina	T(°F)	929,67	929,67	929,67	929,67	929,67	929,67	929,67	929,67	929,67	929,67	929,67	929,67
Combustor	mf(lb/h)	6008,00	6019,00	6023,00	6027,00	6042,00	6031,00	6146,00	5977,00	5919,00	6173,00	5996,00	6054,00
	P(Psig)	358,49	358,49	358,49	358,49	358,49	358,49	358,49	358,49	358,49	358,49	358,49	358,49
	T(°F)	154,00	154,00	154,00	154,00	154,00	154,00	154,00	154,00	154,00	154,00	154,00	154,00
Condiciones salida de vapor	mv(lb/h)	44140,00	44140,00	44140,00	44140,00	44140,00	44140,00	44140,00	44140,00	44140,00	44140,00	44140,00	44140,00
	P(Psig)	605,77	605,77	605,77	605,77	605,77	605,77	605,77	605,77	605,77	605,77	605,77	605,77
	T(°F)	820,17	820,17	820,17	820,17	820,17	820,17	820,17	820,17	820,17	820,17	820,17	820,17
Alimentación de agua a la caldera	maa(lb/h)	49266,67	49266,67	49266,67	49266,67	49266,67	49266,67	49266,67	49266,67	49266,67	49266,67	49266,67	49266,67
	P(Psig)	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00
	T(°F)	320,50	320,50	320,50	320,50	320,50	320,50	320,50	320,50	320,50	320,50	320,50	320,50
Quemadores de la caldera	mf(lb/h)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	P(Psig)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	T(°F)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Exceso de oxígeno	(%)	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50
Salida de los gases por la chimenea	T(°F)	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67
Potencia generada	MW	12,30	12,30	12,30	12,80	12,30	11,90	12,10	11,90	11,90	12,00	12,10	11,80

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN													
Condiciones		06/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
Entrada al compresor	P(Psig)	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70
	T(°F)	77,00	75,00	76,00	79,00	79,00	84,00	85,00	85,00	79,00	79,00	77,00	77,00
Salida del compresor	P(Psig)	221,00	222,00	222,00	219,00	221,00	220,00	217,00	218,00	219,00	219,00	220,00	222,00
	T(°F)	170,13	165,91	168,13	174,13	174,55	185,37	186,89	187,12	174,13	174,13	169,93	170,34
Entrada a la turbina	P(Psig)	221,00	222,00	222,00	219,00	221,00	220,00	217,00	218,00	219,00	219,00	220,00	222,00
	T(°F)	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97
Salida de la turbina	T(°F)	935,50	935,50	935,50	935,50	935,50	935,50	935,50	935,50	935,50	935,50	935,50	935,50
Combustor	mf(lb/h)	6004,00	6192,00	6150,00	6065,00	6173,00	6181,00	5975,00	6088,00	6054,00	6038,00	5938,00	6135,00
	P(Psig)	358,08	358,08	358,08	358,08	358,08	358,08	358,08	358,08	358,08	358,08	358,08	358,08
	T(°F)	153,50	153,50	153,50	153,50	153,50	153,50	153,50	153,50	153,50	153,50	153,50	153,50
Condiciones salida de vapor	mv(lb/h)	54145,00	54145,00	54145,00	54145,00	54145,00	54145,00	54145,00	54145,00	54145,00	54145,00	54145,00	54145,00
	P(Psig)	605,98	605,98	605,98	605,98	605,98	605,98	605,98	605,98	605,98	605,98	605,98	605,98
	T(°F)	824,00	824,00	824,00	824,00	824,00	824,00	824,00	824,00	824,00	824,00	824,00	824,00
Alimentación de agua a la caldera	maa(lb/h)	57323,33	57323,33	57323,33	57323,33	57323,33	57323,33	57323,33	57323,33	57323,33	57323,33	57323,33	57323,33
	P(Psig)	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00
	T(°F)	312,83	312,83	312,83	312,83	312,83	312,83	312,83	312,83	312,83	312,83	312,83	312,83
Quemadores de la caldera	mf(lb/h)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	P(Psig)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	T(°F)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Exceso de oxígeno	(%)	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50
Salida de los gases por la chimenea	T(°F)	442,83	442,83	442,83	442,83	442,83	442,83	442,83	442,83	442,83	442,83	442,83	442,83
Potencia generada	MW	12,40	12,80	12,30	12,20	12,10	12,20	11,90	12,10	12,10	12,00	12,00	12,50

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN													
Condiciones		07/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
Entrada al compresor	P(Psig)	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70
	T(°F)	77,00	77,00	76,00	80,00	82,00	85,00	85,00	85,00	82,00	79,00	78,00	77,00
Salida del compresor	P(Psig)	221,00	222,00	221,00	219,00	219,00	218,00	217,00	218,00	219,00	220,00	221,00	221,00
	T(°F)	170,13	170,34	167,92	176,33	180,74	187,12	186,89	187,12	180,74	174,34	172,34	170,13
Entrada a la turbina	P(Psig)	221,00	222,00	221,00	219,00	219,00	218,00	217,00	218,00	219,00	220,00	221,00	221,00
	T(°F)	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97
Salida de la turbina	T(°F)	927,33	927,33	927,33	927,33	927,33	927,33	927,33	927,33	927,33	927,33	927,33	927,33
Combustor	mf(lb/h)	6181,00	6238,00	6046,00	5938,00	6058,00	6096,00	6085,00	6085,00	6138,00	6004,00	6115,00	6119,00
	P(Psig)	358,00	358,00	358,00	358,00	358,00	358,00	358,00	358,00	358,00	358,00	358,00	358,00
	T(°F)	153,75	153,75	153,75	153,75	153,75	153,75	153,75	153,75	153,75	153,75	153,75	153,75
Condiciones salida de vapor	mv(lb/h)	48986,67	48986,67	48986,67	48986,67	48986,67	48986,67	48986,67	48986,67	48986,67	48986,67	48986,67	48986,67
	P(Psig)	604,47	604,47	604,47	604,47	604,47	604,47	604,47	604,47	604,47	604,47	604,47	604,47
	T(°F)	820,67	820,67	820,67	820,67	820,67	820,67	820,67	820,67	820,67	820,67	820,67	820,67
Alimentación de agua a la caldera	maa(lb/h)	53638,33	53638,33	53638,33	53638,33	53638,33	53638,33	53638,33	53638,33	53638,33	53638,33	53638,33	53638,33
	P(Psig)	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00
	T(°F)	315,00	315,00	315,00	315,00	315,00	315,00	315,00	315,00	315,00	315,00	315,00	315,00
Quemadores de la caldera	mf(lb/h)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	P(Psig)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	T(°F)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Exceso de oxígeno	(%)	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50
Salida de los gases por la chimenea	T(°F)	445,67	445,67	445,67	445,67	445,67	445,67	445,67	445,67	445,67	445,67	445,67	445,67
Potencia generada	MW	12,50	12,50	12,20	11,40	12,00	11,90	12,00	12,00	12,00	11,90	12,00	12,00

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN													
Condiciones		08/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
Entrada al compresor	P(Psig)	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70
	T(°F)	77,00	76,00	74,00	81,00	84,00	86,00	85,00	86,00	83,00	79,00	78,00	77,00
Salida del compresor	P(Psig)	221,00	221,00	222,00	221,00	219,00	218,00	218,00	216,00	218,00	220,00	220,00	221,00
	T(°F)	170,13	167,92	163,70	178,97	185,15	189,32	187,12	188,86	182,72	174,34	172,13	170,13
Entrada a la turbina	P(Psig)	221,00	221,00	222,00	221,00	219,00	218,00	218,00	216,00	218,00	220,00	220,00	221,00
	T(°F)	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97
Salida de la turbina	T(°F)	934,00	934,00	934,00	934,00	934,00	934,00	934,00	934,00	934,00	934,00	934,00	934,00
Combustor	mf(lb/h)	6104,00	6108,00	6173,00	6065,00	6069,00	6108,00	6092,00	5927,00	6085,00	6146,00	6080,00	6123,00
	P(Psig)	359,00	359,00	359,00	359,00	359,00	359,00	359,00	359,00	359,00	359,00	359,00	359,00
	T(°F)	153,36	153,36	153,36	153,36	153,36	153,36	153,36	153,36	153,36	153,36	153,36	153,36
Condiciones salida de vapor	mv(lb/h)	41588,33	41588,33	41588,33	41588,33	41588,33	41588,33	41588,33	41588,33	41588,33	41588,33	41588,33	41588,33
	P(Psig)	604,95	604,95	604,95	604,95	604,95	604,95	604,95	604,95	604,95	604,95	604,95	604,95
	T(°F)	818,00	818,00	818,00	818,00	818,00	818,00	818,00	818,00	818,00	818,00	818,00	818,00
Alimentación de agua a la caldera	maa(lb/h)	47540,00	47540,00	47540,00	47540,00	47540,00	47540,00	47540,00	47540,00	47540,00	47540,00	47540,00	47540,00
	P(Psig)	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00
	T(°F)	320,00	320,00	320,00	320,00	320,00	320,00	320,00	320,00	320,00	320,00	320,00	320,00
Quemadores de la caldera	mf(lb/h)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	P(Psig)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	T(°F)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Exceso de oxígeno	(%)	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50
Salida de los gases por la chimenea	T(°F)	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67	451,67
Potencia generada	MW	12,00	12,30	12,30	12,30	12,30	12,30	12,00	11,90	12,00	12,00	12,20	12,20

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN													
Condiciones		09/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
Entrada al compresor	P(Psig)	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70	14,70
	T(°F)	76,00	76,00	75,00	75,00	86,00	88,00	86,00	86,00	81,00	77,00	76,00	76,00
Salida del compresor	P(Psig)	222,00	222,00	222,00	222,00	217,00	219,00	218,00	217,00	219,00	220,00	221,00	222,00
	T(°F)	168,13	168,13	165,91	165,91	189,09	193,96	189,32	189,09	178,54	169,93	167,92	168,13
Entrada a la turbina	P(Psig)	222,00	222,00	222,00	222,00	217,00	219,00	218,00	217,00	219,00	220,00	221,00	222,00
	T(°F)	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97	2101,97
Salida de la turbina	T(°F)	932,50	932,50	932,50	932,50	932,50	932,50	932,50	932,50	932,50	932,50	932,50	932,50
Combustor	mf(lb/h)	6196,00	6188,00	6242,00	6035,00	6046,00	6155,00	6165,00	6173,00	6104,00	6077,00	6035,00	6185,00
	P(Psig)	358,42	358,42	358,42	358,42	358,42	358,42	358,42	358,42	358,42	358,42	358,42	358,42
	T(°F)	153,67	153,67	153,67	153,67	153,67	153,67	153,67	153,67	153,67	153,67	153,67	153,67
Condiciones salida de vapor	mv(lb/h)	41741,67	41741,67	41741,67	41741,67	41741,67	41741,67	41741,67	41741,67	41741,67	41741,67	41741,67	41741,67
	P(Psig)	606,17	606,17	606,17	606,17	606,17	606,17	606,17	606,17	606,17	606,17	606,17	606,17
	T(°F)	815,50	815,50	815,50	815,50	815,50	815,50	815,50	815,50	815,50	815,50	815,50	815,50
Alimentación de agua a la caldera	maa(lb/h)	46888,33	46888,33	46888,33	46888,33	46888,33	46888,33	46888,33	46888,33	46888,33	46888,33	46888,33	46888,33
	P(Psig)	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00	790,00
	T(°F)	316,67	316,67	316,67	316,67	316,67	316,67	316,67	316,67	316,67	316,67	316,67	316,67
Quemadores de la caldera	mf(lb/h)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	P(Psig)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	T(°F)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Exceso de oxígeno	(%)	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50	15,50
Salida de los gases por la chimenea	T(°F)	453,00	453,00	453,00	453,00	453,00	453,00	453,00	453,00	453,00	453,00	453,00	453,00
Potencia generada	MW	12,40	12,40	12,40	12,20	12,30	12,00	12,10	12,30	12,40	12,20	12,20	12,10

CALCULO DE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN CADA 2 HORAS PARA LOS DIAS DE ESTUDIO

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO3 Y NH3 CON PRODUCCIÓN													
Condiciones/INDICADORES ENERGÉTICOS BLOQUE COGENERADOR		04/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
η compresor	(%)	76,86	76,86	76,94	76,94	77,03	77,03	77,11	77,11	77,11	76,94	76,86	76,86
Vng	(Nm ³ /h)	3961,86	3969,12	3971,76	3999,45	3986,26	4042,97	3999,45	4017,26	3956,59	3933,51	3996,81	3956,59
qr	(KJ/h)	136697074,62	136947352,22	137038362,25	137993967,64	137538917,45	139495633,24	137993967,64	138608285,38	136515054,55	135718716,73	137902957,60	136515054,55
η turbina	(%)	32,39	32,33	32,31	31,04	31,67	31,23	31,57	31,69	30,85	31,57	30,80	31,38
η HRSG	(%)	90,39	90,22	90,16	89,54	89,84	88,58	89,54	89,14	90,51	91,04	89,60	90,51
Consumo específico de combustible	(Nm ³ GN/Kwh)	0,32	0,32	0,32	0,34	0,33	0,33	0,33	0,33	0,34	0,33	0,34	0,33
HR turbina	(KJ/Kwh)	11113,58	11133,93	11141,33	11596,13	11366,85	11528,56	11404,46	11361,33	11667,95	11404,93	11686,69	11471,85
η planta ciclo combinado	(%)	68,62	68,50	68,45	66,93	67,68	66,73	67,46	67,42	67,13	68,06	66,72	67,66
HR planta de ciclo combinado	(KJ/Kwh)	5250,91	5260,52	5264,02	5383,44	5324,15	5399,89	5341,76	5344,85	5367,63	5294,68	5400,96	5325,75

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO3 Y NH3 CON PRODUCCIÓN													
Condiciones/INDICADORES ENERGÉTICOS BLOQUE COGENERADOR		05/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
η compresor	(%)	76,86	76,86	76,94	77,03	77,03	77,11	77,03	77,20	77,20	76,94	76,94	76,94
Vng	(Nm ³ /h)	3961,86	3969,12	3971,76	3974,39	3984,28	3977,03	4052,87	3941,42	3903,17	4070,67	3953,95	3992,20
qr	(KJ/h)	136697074,62	136947352,22	137038362,25	137129372,29	137470659,93	137220382,33	139836920,87	135991746,84	134672101,31	140451238,62	136424044,51	137743690,04
η turbina	(%)	32,39	32,33	32,31	33,60	32,21	31,22	31,15	31,50	31,81	30,76	31,93	30,84
η HRSG	(%)	93,62	93,44	93,38	93,32	93,09	93,26	91,51	94,10	95,02	91,11	93,80	92,90
Consumo específico de combustible	(Nm ³ GN/Kwh)	0,32	0,32	0,32	0,31	0,32	0,33	0,33	0,33	0,33	0,34	0,33	0,34
HR turbina	(KJ/Kwh)	11113,58	11133,93	11141,33	10713,23	11176,48	11531,12	11556,77	11427,88	11316,98	11704,27	11274,71	11673,19
η planta ciclo combinado	(%)	70,89	70,76	70,72	71,98	70,49	69,57	68,79	70,20	70,89	68,23	70,51	69,05
HR planta de ciclo combinado	(KJ/Kwh)	5082,85	5092,15	5095,54	5005,86	5111,61	5179,34	5238,56	5132,97	5083,16	5281,35	5110,70	5218,79

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN													
Condiciones/INDICADORES ENERGÉTICOS BLOQUE COGENERADOR		06/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
η compresor	(%)	76,86	76,78	76,78	77,03	76,86	76,94	77,20	77,11	77,03	77,03	76,94	76,78
Vng	(Nm ³ /h)	3959,23	4083,20	4055,50	3999,45	4070,67	4075,95	3940,10	4014,62	3992,20	3981,65	3915,70	4045,61
qr	(KJ/h)	136606064,58	140883536,29	139927930,91	137993967,64	140451238,62	140633258,69	135946241,82	138517275,35	137743690,04	137379649,89	135104398,98	139586643,27
η turbina	(%)	32,68	32,71	31,64	31,83	31,01	31,23	31,51	31,45	31,62	31,45	31,98	32,24
η HRSG	(%)	112,52	109,11	109,85	111,39	109,44	109,30	113,07	110,97	111,59	111,89	113,77	110,12
Consumo específico de combustible	(Nm ³ GN/Kwh)	0,32	0,32	0,33	0,33	0,34	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,32
HR turbina	(KJ/Kwh)	11016,62	11006,53	11376,25	11310,98	11607,54	11527,32	11424,05	11447,71	11383,78	11448,30	11258,70	11166,93
η planta ciclo combinado	(%)	80,35	78,93	78,18	79,02	77,38	77,54	79,41	78,46	78,90	78,85	80,18	78,89
HR planta de ciclo combinado	(KJ/Kwh)	4484,64	4565,11	4608,82	4560,14	4656,73	4647,36	4537,46	4592,61	4566,96	4570,04	4494,36	4567,49

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN													
Condiciones/INDICADORES ENERGÉTICOS BLOQUE COGENERADOR		07/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
η compresor	(%)	76,86	76,78	76,86	77,03	77,03	77,11	77,20	77,11	77,03	76,94	76,86	76,86
Vng	(Nm ³ /h)	4075,95	4113,53	3986,92	3915,70	3994,84	4019,89	4012,64	4012,64	4047,59	3959,23	4032,42	4035,06
qr	(KJ/h)	140633258,69	141930151,71	137561669,96	135104398,98	137834700,07	138699295,42	138449017,82	138449017,82	139654900,80	136606064,58	139131593,09	139222603,13
η turbina	(%)	32,00	31,71	31,93	30,38	31,34	30,89	31,20	31,20	30,93	31,36	31,05	31,03
η HRSG	(%)	100,86	99,94	103,11	104,98	102,91	102,26	102,45	102,45	101,56	103,83	101,95	101,88
Consumo específico de combustible	(Nm ³ GN/Kwh)	0,33	0,33	0,33	0,34	0,33	0,34	0,33	0,33	0,34	0,33	0,34	0,34
HR turbina	(KJ/Kwh)	11250,66	11354,41	11275,55	11851,26	11486,23	11655,40	11537,42	11537,42	11637,91	11479,50	11594,30	11601,88
η planta ciclo combinado	(%)	73,75	73,08	74,61	73,83	73,94	73,22	73,61	73,61	72,98	74,34	73,25	73,20
HR planta de ciclo combinado	(KJ/Kwh)	4885,99	4931,05	4829,62	4880,42	4873,42	4921,39	4895,14	4895,14	4937,78	4847,12	4919,28	4922,49

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN													
Condiciones/INDICADORES ENERGÉTICOS BLOQUE COGENERADOR		08/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
η compresor	(%)	76,86	76,86	76,78	76,86	77,03	77,11	77,11	77,28	77,11	76,94	76,94	76,86
Vng	(Nm ³ /h)	4025,17	4027,81	4070,67	3999,45	4002,09	4027,81	4017,26	3908,45	4012,64	4052,87	4009,34	4037,70
qr	(KJ/h)	138881315,49	138972325,53	140451238,62	137993967,64	138084977,67	138972325,53	138608285,38	134854121,38	138449017,82	139836920,87	138335255,27	139313613,16
η turbina	(%)	31,11	31,86	31,53	32,09	32,07	31,86	31,17	31,77	31,20	30,89	31,75	31,53
η HRSG	(%)	85,62	85,56	84,66	86,17	86,11	85,56	85,79	88,17	85,89	85,03	85,96	85,35
Consumo específico de combustible	(Nm ³ GN/Kwh)	0,34	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,34	0,33	0,33
HR turbina	(KJ/Kwh)	11573,44	11298,56	11418,80	11219,02	11226,42	11298,56	11550,69	11332,28	11537,42	11653,08	11338,96	11419,15
η planta ciclo combinado	(%)	66,66	67,39	66,68	67,87	67,82	67,39	66,79	68,38	66,86	66,20	67,44	66,97
HR planta de ciclo combinado	(KJ/Kwh)	5405,92	5347,02	5403,92	5309,38	5312,88	5347,02	5395,29	5269,67	5389,09	5443,12	5343,07	5380,86

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN													
Condiciones/INDICADORES ENERGÉTICOS BLOQUE COGENERADOR		09/01/2012											
		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
η compresor	(%)	76,78	76,78	76,78	76,78	77,20	77,03	77,11	77,20	77,03	76,94	76,86	76,78
Vng	(Nm ³ /h)	4085,84	4080,56	4116,17	3979,67	3986,92	4058,80	4065,40	4070,67	4025,17	4007,37	3979,67	4078,58
qr	(KJ/h)	140974546,33	140792526,25	142021161,75	137311392,36	137561669,96	140041693,45	140269218,55	140451238,62	138881315,49	138266997,75	137311392,36	140724268,73
η turbina	(%)	31,67	31,71	31,43	31,99	32,19	30,85	31,05	31,53	32,14	31,76	31,99	30,95
η HRSG	(%)	85,63	85,74	85,00	87,92	87,76	86,20	86,06	85,95	86,92	87,31	87,92	85,79
Consumo específico de combustible	(Nm ³ GN/Kwh)	0,33	0,33	0,33	0,33	0,32	0,34	0,34	0,33	0,32	0,33	0,33	0,34
HR turbina	(KJ/Kwh)	11368,92	11354,24	11453,32	11255,03	11183,88	11670,14	11592,50	11418,80	11200,11	11333,36	11255,03	11630,10
η planta ciclo combinado	(%)	67,01	67,10	66,52	68,28	68,41	66,43	66,58	67,01	68,02	67,80	68,28	66,36
HR planta de ciclo combinado	(KJ/Kwh)	5377,14	5370,19	5417,06	5277,68	5267,05	5424,31	5412,16	5377,69	5297,30	5314,41	5277,68	5429,72

INDICADORES ENERGÉTICOS PARA EL BLOQUE DE TRIGENERACIÓN PROPUESTO CADA 2 HORAS PARA LOS DÍAS DE ESTUDIO

T Final	INDICADORES BLOQUE TRIGENERADOR		DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO3 Y NH3 CON PRODUCCIÓN											
			04/01/2012											
	Condiciones		02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
15 °C	η Tri-generación	(%)	72,59	72,45	72,33	72,14	72,74	71,74	72,58	72,27	73,12	73,39	72,04	72,68
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4964,36	4973,29	4981,61	4995,28	4953,90	5022,57	4964,82	4986,34	4927,87	4909,63	5002,27	4957,87
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	10277,98	10296,79	10303,64	10375,49	10341,27	10488,39	10375,49	10421,68	10264,29	10204,41	10368,64	10264,29
	Potencia Generada	(Kw)	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00
	Consumo específico de combustible	(Nm3/Kwh)	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	P/qr	(%)	35,06	35,00	34,97	34,73	34,84	34,36	34,73	34,58	35,11	35,31	34,75	35,11
	Qproceso/qr	(%)	36,27	36,21	36,18	35,93	36,05	35,55	35,93	35,77	36,32	36,53	35,96	36,32
	ER/qr	(%)	1,25	1,25	1,18	1,47	1,84	1,84	1,92	1,92	1,70	1,55	1,33	1,25
	maire +	(Kg/s)	53,75	53,85	53,89	54,26	54,08	54,85	54,26	54,50	53,68	53,37	54,23	53,68
	η ganada	(%)	3,96	3,96	3,88	5,20	5,06	5,01	5,12	4,85	5,99	5,34	5,32	5,02
ER	(Kw)	475,23	476,10	448,38	564,43	703,30	713,31	733,88	737,14	642,19	582,90	507,63	474,59	
Q generador	(Kw)	754,33	755,71	711,71	895,93	1116,36	1132,24	1164,88	1170,07	1019,35	925,24	805,76	753,32	
10 °C	η Tri-generación	(%)	75,23	75,10	74,97	74,78	75,42	74,40	75,26	74,94	75,81	76,08	74,67	75,33
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4789,65	4798,18	4806,34	4818,50	4777,90	4843,41	4788,10	4808,63	4753,49	4736,51	4825,62	4783,44
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9764,08	9781,95	9788,45	9856,71	9824,21	9963,97	9856,71	9900,59	9751,08	9694,19	9850,21	9751,08
	Potencia Generada	(Kw)	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00
	Consumo específico de combustible	(Nm3/Kwh)	0,28	0,28	0,28	0,29	0,28	0,29	0,29	0,29	0,28	0,28	0,29	0,28
	P/qr	(%)	36,90	36,84	36,81	36,56	36,68	36,16	36,56	36,40	36,95	37,17	36,58	36,95
	Qproceso/qr	(%)	36,27	36,21	36,18	35,93	36,05	35,55	35,93	35,77	36,32	36,53	35,96	36,32
	ER/qr	(%)	2,06	2,06	1,98	2,29	2,69	2,69	2,77	2,77	2,53	2,37	2,13	2,06
	maire +	(Kg/s)	53,75	53,85	53,89	54,26	54,08	54,85	54,26	54,50	53,68	53,37	54,23	53,68
	η ganada	(%)	6,61	6,60	6,52	7,85	7,74	7,67	7,80	7,52	8,67	8,02	7,95	7,67
ER	(Kw)	779,66	781,09	751,53	877,94	1026,04	1040,64	1059,74	1064,46	958,45	893,26	816,81	778,63	
Q generador	(Kw)	1237,56	1239,83	1192,91	1393,55	1628,64	1651,81	1682,13	1689,62	1521,35	1417,87	1296,53	1235,91	
5 °C	η Tri-generación	(%)	77,35	77,22	77,09	76,90	77,55	76,51	77,39	77,06	77,94	78,22	76,78	77,45
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4658,36	4666,58	4674,51	4685,92	4646,48	4709,55	4656,23	4675,99	4623,12	4606,91	4692,93	4652,39
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9427,38	9444,64	9450,92	9516,83	9485,44	9620,39	9516,83	9559,19	9414,83	9359,91	9510,55	9414,83
	Potencia Generada	(Kw)	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00
	Consumo específico de combustible	(Nm3/Kwh)	0,27	0,27	0,27	0,28	0,27	0,28	0,28	0,28	0,27	0,27	0,28	0,27
	P/qr	(%)	38,22	38,15	38,13	37,86	37,99	37,46	37,86	37,70	38,27	38,50	37,89	38,27
	Qproceso/qr	(%)	36,27	36,21	36,18	35,93	36,05	35,55	35,93	35,77	36,32	36,53	35,96	36,32
	ER/qr	(%)	2,86	2,86	2,78	3,10	3,51	3,51	3,59	3,59	3,35	3,18	2,94	2,86
	maire +	(Kg/s)	55,52	55,62	55,65	56,04	55,86	56,65	56,04	56,29	55,44	55,12	56,01	55,44
	η ganada	(%)	8,73	8,72	8,63	9,96	9,87	9,78	9,93	9,64	10,81	10,16	10,07	9,79
ER	(Kw)	1084,00	1085,98	1055,63	1188,16	1340,24	1359,30	1375,98	1382,10	1268,32	1199,35	1124,83	1082,55	
Q generador	(Kw)	1720,63	1723,78	1675,60	1885,97	2127,36	2157,62	2184,09	2193,81	2013,21	1903,74	1785,45	1718,34	

T Final	INDICADORES BLOQUE TRIGENERADOR		DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO3 Y NH3 CON PRODUCCIÓN											
	Condiciones		05/01/2012											
			02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
15 °C	η Tri-generación	(%)	74,78	74,65	74,53	75,07	75,11	75,24	73,72	75,75	76,40	73,04	75,08	74,30
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4818,53	4827,21	4835,14	4800,28	4797,77	4789,27	4887,89	4756,75	4716,26	4933,61	4799,63	4849,99
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	10277,98	10296,79	10303,64	10310,48	10336,14	10317,32	10514,05	10224,94	10125,72	10560,24	10257,45	10356,67
	Potencia Generada	(Kw)	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00
	Consumo específico de combustible	(Nm3/Kwh)	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,29	0,31	0,30	0,30
	P/qr	(%)	35,06	35,00	34,97	34,95	34,86	34,93	34,27	35,24	35,59	34,12	35,13	34,79
	Qproceso/qr	(%)	38,47	38,40	38,37	38,35	38,25	38,32	37,61	38,67	39,05	37,44	38,55	38,18
	ER/qr	(%)	1,25	1,25	1,18	1,77	1,99	1,99	1,84	1,84	1,77	1,47	1,40	1,33
	maire +	(Kg/s)	53,75	53,85	53,89	53,92	54,06	53,96	54,99	53,47	52,96	55,23	53,64	54,16
	η ganada	(%)	3,89	3,88	3,81	3,08	4,61	5,67	4,93	5,55	5,51	4,81	4,57	5,25
ER	(Kw)	475,23	476,10	448,38	673,14	759,23	757,85	715,06	695,39	661,08	574,48	530,10	507,04	
Q generador	(Kw)	754,33	755,71	711,71	1068,48	1205,13	1202,94	1135,01	1103,80	1049,34	911,88	841,43	804,83	
10 °C	η Tri-generación	(%)	77,43	77,29	77,16	77,75	77,80	77,93	76,37	78,45	79,12	75,65	77,74	76,94
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4653,76	4662,06	4669,85	4634,84	4631,81	4623,68	4718,33	4593,03	4554,52	4763,10	4635,26	4683,62
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9764,08	9781,95	9788,45	9794,96	9819,33	9801,46	9988,35	9713,70	9619,44	10032,23	9744,57	9838,84
	Potencia Generada	(Kw)	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00
	Consumo específico de combustible	(Nm3/Kwh)	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,29	0,28	0,28	0,29	0,28	0,29
	P/qr	(%)	36,90	36,84	36,81	36,79	36,70	36,76	36,08	37,10	37,46	35,92	36,98	36,62
	Qproceso/qr	(%)	38,47	38,40	38,37	38,35	38,25	38,32	37,61	38,67	39,05	37,44	38,55	38,18
	ER/qr	(%)	2,06	2,06	1,98	2,61	2,85	2,85	2,69	2,69	2,61	2,29	2,21	2,13
	maire +	(Kg/s)	53,75	53,85	53,89	53,92	54,06	53,96	54,99	53,47	52,96	55,23	53,64	54,16
	η ganada	(%)	6,54	6,53	6,45	5,76	7,30	8,36	7,58	8,25	8,23	7,42	7,23	7,89
ER	(Kw)	779,66	781,09	751,53	992,87	1085,91	1083,94	1043,18	1014,50	975,08	893,57	838,00	815,87	
Q generador	(Kw)	1237,56	1239,83	1192,91	1575,99	1723,67	1720,54	1655,85	1610,32	1547,75	1418,37	1330,16	1295,03	
5 °C	η Tri-generación	(%)	79,55	79,41	79,28	79,88	79,94	80,07	78,48	80,60	81,28	77,75	79,87	79,05
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4529,72	4537,72	4545,31	4510,99	4507,86	4500,03	4591,38	4470,63	4433,57	4634,88	4511,75	4558,43
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9427,38	9444,64	9450,92	9457,20	9480,74	9463,47	9643,93	9378,74	9287,73	9686,29	9408,55	9499,56
	Potencia Generada	(Kw)	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00
	Consumo específico de combustible	(Nm3/Kwh)	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27	0,28	0,27	0,27	0,28	0,27	0,28
	P/qr	(%)	38,22	38,15	38,13	38,10	38,01	38,08	37,36	38,42	38,80	37,20	38,30	37,93
	Qproceso/qr	(%)	38,47	38,40	38,37	38,35	38,25	38,32	37,61	38,67	39,05	37,44	38,55	38,18
	ER/qr	(%)	2,86	2,86	2,78	3,43	3,67	3,67	3,51	3,51	3,43	3,10	3,02	2,94
	maire +	(Kg/s)	55,52	55,62	55,65	55,69	55,83	55,73	56,79	55,23	54,69	57,04	55,40	55,94
	η ganada	(%)	8,66	8,65	8,56	7,90	9,44	10,50	9,70	10,40	10,39	9,52	9,36	10,00
ER	(Kw)	1084,00	1085,98	1055,63	1305,14	1401,95	1399,40	1362,63	1325,16	1281,75	1209,32	1143,71	1123,53	
Q generador	(Kw)	1720,63	1723,78	1675,60	2071,64	2225,32	2221,26	2162,90	2103,43	2034,52	1919,56	1815,41	1783,39	

T Final	INDICADORES BLOQUE TRIGENERADOR		DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN											
	Condiciones		06/01/2012											
			02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
15 °C	η Tri-generación	(%)	84,05	81,39	82,01	83,37	81,93	82,20	85,04	83,50	83,51	83,73	84,97	82,28
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4287,19	4427,26	4393,71	4322,40	4397,98	4383,83	4237,21	4315,51	4314,70	4303,49	4240,80	4379,23
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	10271,13	10592,75	10520,90	10375,49	10560,24	10573,93	10221,52	10414,83	10356,67	10329,30	10158,23	10495,24
	Potencia Generada	(Kw)	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,30	0,31	0,30	0,30	0,31	0,31	0,30	0,30	0,30	0,30	0,29	0,30
	P/qr	(%)	35,08	34,02	34,25	34,73	34,12	34,08	35,25	34,60	34,79	34,89	35,47	34,33
	Qproceso/qr	(%)	47,64	46,19	46,51	47,16	46,34	46,28	47,87	46,98	47,25	47,37	48,17	46,62
	ER/qr	(%)	1,33	1,18	1,25	1,47	1,47	1,84	1,92	1,92	1,47	1,47	1,33	1,33
	maire +	(Kg/s)	53,72	55,40	55,02	54,26	55,23	55,30	53,46	54,47	54,16	54,02	53,13	54,89
	η ganada	(%)	3,70	2,46	3,83	4,35	4,55	4,66	5,63	5,04	4,61	4,88	4,79	3,39
ER	(Kw)	502,86	460,96	486,46	564,43	574,48	719,13	722,99	736,66	563,41	561,92	497,33	513,83	
Q generador	(Kw)	798,19	731,68	772,16	895,93	911,88	1141,47	1147,60	1169,30	894,30	891,94	789,41	815,60	
10 °C	η Tri-generación	(%)	86,70	83,98	84,62	86,01	84,55	84,84	87,75	86,17	86,16	86,39	87,64	84,90
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4155,95	4290,85	4258,44	4189,40	4261,98	4247,45	4106,53	4181,70	4182,00	4171,24	4111,37	4244,34
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9757,58	10063,11	9994,85	9856,71	10032,23	10045,23	9710,45	9894,09	9838,84	9812,83	9650,31	9970,47
	Potencia Generada	(Kw)	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,28	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,28	0,29	0,29	0,28	0,28	0,29
	P/qr	(%)	36,93	35,81	36,05	36,56	35,92	35,87	37,11	36,42	36,62	36,72	37,34	36,14
	Qproceso/qr	(%)	47,64	46,19	46,51	47,16	46,34	46,28	47,87	46,98	47,25	47,37	48,17	46,62
	ER/qr	(%)	2,13	1,98	2,06	2,29	2,29	2,69	2,77	2,77	2,29	2,29	2,13	2,13
	maire +	(Kg/s)	53,72	55,40	55,02	54,26	55,23	55,30	53,46	54,47	54,16	54,02	53,13	54,89
	η ganada	(%)	6,35	5,05	6,43	6,99	7,17	7,30	8,33	7,71	7,26	7,54	7,47	6,01
ER	(Kw)	809,13	772,62	798,09	877,94	893,57	1049,13	1044,02	1063,76	876,35	874,03	800,24	826,78	
Q generador	(Kw)	1284,33	1226,38	1266,81	1393,55	1418,37	1665,28	1657,17	1688,51	1391,03	1387,35	1270,22	1312,36	
5 °C	η Tri-generación	(%)	88,83	86,06	86,71	88,13	86,64	86,94	89,90	88,30	88,28	88,51	89,78	86,99
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4056,58	4187,21	4155,80	4088,82	4159,03	4144,65	4008,27	4080,99	4081,67	4071,26	4013,45	4142,10
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9421,11	9716,11	9650,20	9516,83	9686,29	9698,85	9375,60	9552,92	9499,56	9474,46	9317,54	9626,67
	Potencia Generada	(Kw)	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,27	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,27	0,28	0,28	0,27	0,27	0,28
	P/qr	(%)	38,25	37,09	37,34	37,86	37,20	37,15	38,43	37,72	37,93	38,03	38,67	37,43
	Qproceso/qr	(%)	47,64	46,19	46,51	47,16	46,34	46,28	47,87	46,98	47,25	47,37	48,17	46,62
	ER/qr	(%)	2,94	2,78	2,86	3,10	3,10	3,51	3,59	3,59	3,10	3,10	2,94	2,94
	maire +	(Kg/s)	55,48	57,22	56,83	56,04	57,04	57,11	55,21	56,26	55,94	55,79	54,87	56,69
	η ganada	(%)	8,48	7,12	8,52	9,11	9,26	9,40	10,48	9,84	9,38	9,66	9,61	8,10
ER	(Kw)	1114,25	1085,25	1109,62	1188,16	1209,32	1370,39	1355,56	1381,19	1186,01	1182,87	1102,00	1138,57	
Q generador	(Kw)	1768,66	1722,62	1761,30	1885,97	1919,56	2175,22	2151,68	2192,37	1882,55	1877,58	1749,21	1807,25	

T Final	INDICADORES BLOQUE TRIGENERADOR		DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN											
	Condiciones		07/01/2012											
			02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
15 °C	η Tri-generación	(%)	77,13	76,43	78,74	80,45	79,03	78,77	78,91	78,91	78,03	79,51	78,02	77,89
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4672,10	4714,44	4576,06	4479,11	4559,33	4574,43	4566,38	4566,38	4618,23	4532,13	4618,70	4626,04
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	10573,93	10671,44	10342,98	10158,23	10363,51	10428,52	10409,70	10409,70	10500,37	10271,13	10461,02	10467,86
	Potencia Generada	(Kw)	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,31	0,31	0,30	0,29	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	P/qr	(%)	34,08	33,77	34,84	35,47	34,77	34,55	34,62	34,62	34,32	35,08	34,45	34,42
	Qproceso/qr	(%)	41,72	41,34	42,65	43,43	42,57	42,30	42,38	42,38	42,01	42,95	42,17	42,14
	ER/qr	(%)	1,33	1,33	1,25	1,55	1,70	1,92	1,92	1,92	1,70	1,47	1,40	1,33
	maire +	(Kg/s)	55,30	55,81	54,09	53,13	54,20	54,54	54,44	54,44	54,91	53,72	54,71	54,74
	η ganada	(%)	3,38	3,36	4,13	6,62	5,09	5,55	5,30	5,30	5,05	5,17	4,77	4,69
ER	(Kw)	517,68	522,46	478,23	580,26	648,40	737,63	736,30	736,30	656,96	558,76	540,62	512,49	
Q generador	(Kw)	821,72	829,29	759,10	921,05	1029,20	1170,84	1168,72	1168,72	1042,79	886,92	858,13	813,47	
10 °C	η Tri-generación	(%)	79,73	79,02	81,38	83,14	81,70	81,44	81,58	81,58	80,67	82,17	80,64	80,51
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4519,66	4560,21	4427,83	4334,14	4410,62	4424,49	4416,77	4416,77	4467,04	4385,14	4468,29	4475,52
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	10045,23	10137,87	9825,83	9650,31	9845,34	9907,09	9889,22	9889,22	9975,35	9757,58	9937,97	9944,47
	Potencia Generada	(Kw)	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,29	0,29	0,28	0,28	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,28	0,29	0,29
	P/qr	(%)	35,87	35,54	36,67	37,34	36,60	36,37	36,44	36,44	36,12	36,93	36,26	36,24
	Qproceso/qr	(%)	41,72	41,34	42,65	43,43	42,57	42,30	42,38	42,38	42,01	42,95	42,17	42,14
	ER/qr	(%)	2,13	2,13	2,06	2,37	2,53	2,77	2,77	2,77	2,53	2,29	2,21	2,13
	maire +	(Kg/s)	55,30	55,81	54,09	53,13	54,20	54,54	54,44	54,44	54,91	53,72	54,71	54,74
	η ganada	(%)	5,98	5,94	6,77	9,31	7,76	8,22	7,97	7,97	7,69	7,83	7,39	7,31
ER	(Kw)	832,98	840,67	784,59	889,22	967,71	1065,16	1063,24	1063,24	980,49	869,11	854,63	824,63	
Q generador	(Kw)	1322,20	1334,39	1245,39	1411,45	1536,05	1690,73	1687,68	1687,68	1556,34	1379,54	1356,56	1308,93	
5 °C	η Tri-generación	(%)	81,81	81,09	83,49	85,29	83,82	83,57	83,71	83,71	82,77	84,30	82,75	82,61
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4404,42	4443,56	4315,82	4225,07	4298,80	4311,99	4304,54	4304,54	4353,27	4274,40	4354,76	4361,81
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9698,85	9788,29	9487,01	9317,54	9505,84	9565,47	9548,21	9548,21	9631,37	9421,11	9595,28	9601,56
	Potencia Generada	(Kw)	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,28	0,28	0,27	0,27	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,27	0,28	0,28
	P/qr	(%)	37,15	36,81	37,98	38,67	37,91	37,67	37,74	37,74	37,41	38,25	37,55	37,53
	Qproceso/qr	(%)	41,72	41,34	42,65	43,43	42,57	42,30	42,38	42,38	42,01	42,95	42,17	42,14
	ER/qr	(%)	2,94	2,94	2,86	3,18	3,35	3,59	3,59	3,59	3,35	3,10	3,02	2,94
	maire +	(Kg/s)	57,11	57,64	55,87	54,87	55,98	56,33	56,23	56,23	56,72	55,48	56,50	56,54
	η ganada	(%)	8,06	8,02	8,88	11,45	9,88	10,35	10,10	10,10	9,80	9,96	9,50	9,41
ER	(Kw)	1147,10	1157,68	1090,85	1193,93	1280,58	1383,01	1380,51	1380,51	1297,49	1176,21	1166,40	1135,60	
Q generador	(Kw)	1820,80	1837,59	1731,51	1895,12	2032,67	2195,25	2191,29	2191,29	2059,51	1867,00	1851,44	1802,53	

T Final	INDICADORES BLOQUE TRIGENERADOR		DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN											
	Condiciones		08/01/2012											
			02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
15 °C	η Tri-generación	(%)	71,36	71,24	70,35	72,10	72,28	71,97	72,08	74,11	72,02	71,02	71,71	71,14
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	5049,89	5058,37	5121,95	4997,70	4985,61	5006,55	4998,90	4862,17	5003,54	5073,43	5025,23	5065,32
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	10442,20	10449,05	10560,24	10375,49	10382,33	10449,05	10421,68	10139,41	10409,70	10514,05	10401,15	10474,71
	Potencia Generada	(Kw)	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,30	0,30	0,31	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,29	0,30	0,30	0,30
	P/qr	(%)	34,51	34,49	34,12	34,73	34,71	34,49	34,58	35,54	34,62	34,27	34,64	34,40
	Qproceso/qr	(%)	35,52	35,50	35,12	35,75	35,73	35,50	35,59	36,58	35,63	35,28	35,66	35,41
	ER/qr	(%)	1,33	1,25	1,11	1,62	1,84	1,99	1,92	1,99	1,77	1,47	1,40	1,33
	maire +	(Kg/s)	54,61	54,65	55,23	54,26	54,30	54,65	54,50	53,03	54,44	54,99	54,40	54,78
	η ganada	(%)	4,70	3,85	3,67	4,23	4,45	4,58	5,30	5,73	5,15	4,82	4,27	4,17
ER	(Kw)	511,23	483,14	430,81	620,91	706,10	767,52	737,14	744,78	679,62	571,97	537,53	512,82	
Q generador	(Kw)	811,48	766,88	683,83	985,57	1120,79	1218,29	1170,07	1182,19	1078,77	907,89	853,21	814,01	
10 °C	η Tri-generación	(%)	73,98	73,85	72,94	74,76	74,95	74,65	74,75	76,84	74,68	73,65	74,34	73,76
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4870,77	4879,09	4940,24	4820,05	4807,85	4827,38	4820,31	4689,62	4825,18	4892,78	4847,01	4885,49
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9920,09	9926,59	10032,23	9856,71	9863,21	9926,59	9900,59	9632,44	9889,22	9988,35	9881,09	9950,97
	Potencia Generada	(Kw)	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,28	0,29	0,29	0,29	0,29
	P/qr	(%)	36,32	36,30	35,92	36,56	36,53	36,30	36,40	37,41	36,44	36,08	36,47	36,21
	Qproceso/qr	(%)	35,52	35,50	35,12	35,75	35,73	35,50	35,59	36,58	35,63	35,28	35,66	35,41
	ER/qr	(%)	2,13	2,06	1,90	2,45	2,69	2,85	2,77	2,85	2,61	2,29	2,21	2,13
	maire +	(Kg/s)	54,61	54,65	55,23	54,26	54,30	54,65	54,50	53,03	54,44	54,99	54,40	54,78
	η ganada	(%)	7,32	6,46	6,26	6,89	7,12	7,25	7,97	8,46	7,81	7,45	6,90	6,79
ER	(Kw)	822,61	792,64	739,42	938,53	1030,12	1097,78	1064,46	1065,25	1002,43	889,66	849,74	825,17	
Q generador	(Kw)	1305,73	1258,16	1173,68	1489,73	1635,10	1742,50	1689,62	1690,87	1591,16	1412,16	1348,79	1309,79	
5 °C	η Tri-generación	(%)	76,08	75,95	75,02	76,88	77,08	76,77	76,88	79,00	76,80	75,75	76,45	75,86
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4736,19	4744,27	4803,28	4687,08	4675,12	4693,76	4687,03	4561,14	4691,87	4757,23	4713,24	4750,36
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9578,02	9584,30	9686,29	9516,83	9523,10	9584,30	9559,19	9300,28	9548,21	9643,93	9540,36	9607,84
	Potencia Generada	(Kw)	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,27	0,28	0,28	0,28	0,28
	P/qr	(%)	37,62	37,60	37,20	37,86	37,84	37,60	37,70	38,75	37,74	37,36	37,77	37,50
	Qproceso/qr	(%)	35,52	35,50	35,12	35,75	35,73	35,50	35,59	36,58	35,63	35,28	35,66	35,41
	ER/qr	(%)	2,94	2,86	2,69	3,27	3,51	3,67	3,59	3,67	3,43	3,10	3,02	2,94
	maire +	(Kg/s)	56,40	56,44	57,04	56,04	56,08	56,44	56,29	54,77	56,23	56,79	56,18	56,58
	η ganada	(%)	9,43	8,56	8,34	9,01	9,25	9,38	10,09	10,62	9,94	9,54	9,01	8,89
ER	(Kw)	1132,81	1102,04	1050,08	1250,76	1345,56	1417,26	1382,10	1375,27	1317,70	1204,03	1159,73	1136,34	
Q generador	(Kw)	1798,11	1749,27	1666,79	1985,33	2135,80	2249,62	2193,81	2182,96	2091,58	1911,16	1840,84	1803,71	

T Final	INDICADORES BLOQUE TRIGENERADOR		DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN											
	Condiciones		09/01/2012											
			02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00
15 °C	η Tri-generación	(%)	70,57	70,66	69,98	72,34	73,02	71,91	71,65	71,56	71,98	72,00	72,42	70,69
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	5106,39	5099,91	5149,04	4981,07	4934,57	5010,77	5029,00	5035,34	5006,12	5004,89	4976,00	5097,48
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	10599,59	10585,90	10678,28	10324,16	10342,98	10529,45	10546,56	10560,24	10442,20	10396,01	10324,16	10580,77
	Potencia Generada	(Kw)	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00	13300,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,31	0,31	0,31	0,30	0,30	0,31	0,31	0,31	0,30	0,30	0,30	0,31
	P/qr	(%)	34,00	34,04	33,75	34,90	34,84	34,22	34,17	34,12	34,51	34,66	34,90	34,06
	Qproceso/qr	(%)	35,32	35,36	35,06	36,26	36,19	35,55	35,50	35,45	35,85	36,01	36,26	35,38
	ER/qr	(%)	1,25	1,25	1,18	1,18	1,99	2,14	1,99	1,99	1,62	1,33	1,25	1,25
	maire +	(Kg/s)	55,43	55,36	55,84	53,99	54,09	55,07	55,16	55,23	54,61	54,37	53,99	55,34
	η ganada	(%)	3,55	3,56	3,46	4,07	4,61	5,48	5,07	4,56	3,96	4,19	4,14	4,33
ER	(Kw)	490,10	489,46	464,68	449,27	759,73	830,77	774,69	775,69	624,90	508,97	477,36	489,23	
Q generador	(Kw)	777,93	776,93	737,59	713,13	1205,93	1318,68	1229,66	1231,26	991,91	807,89	757,72	776,55	
10 °C	η Tri-generación	(%)	73,16	73,25	72,56	74,98	75,71	74,58	74,31	74,21	74,63	74,63	75,06	73,28
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4925,48	4919,30	4966,43	4806,07	4759,26	4831,50	4849,34	4855,39	4828,64	4828,37	4801,00	4916,99
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	10069,61	10056,61	10144,37	9807,96	9825,83	10002,98	10019,23	10032,23	9920,09	9876,21	9807,96	10051,73
	Potencia Generada	(Kw)	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00	14000,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,29	0,29	0,29	0,28	0,28	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,28	0,29
	P/qr	(%)	35,78	35,83	35,52	36,74	36,67	36,02	35,96	35,92	36,32	36,49	36,74	35,85
	Qproceso/qr	(%)	35,32	35,36	35,06	36,26	36,19	35,55	35,50	35,45	35,85	36,01	36,26	35,38
	ER/qr	(%)	2,06	2,06	1,98	1,98	2,85	3,00	2,85	2,85	2,45	2,13	2,06	2,06
	maire +	(Kg/s)	55,43	55,36	55,84	53,99	54,09	55,07	55,16	55,23	54,61	54,37	53,99	55,34
	η ganada	(%)	6,14	6,15	6,04	6,70	7,30	8,15	7,73	7,21	6,60	6,83	6,78	6,92
ER	(Kw)	804,06	803,02	778,86	753,03	1086,63	1167,74	1108,02	1109,46	944,57	818,97	783,17	802,63	
Q generador	(Kw)	1276,29	1274,64	1236,28	1195,28	1724,82	1853,56	1758,76	1761,05	1499,31	1299,95	1243,12	1274,02	
5 °C	η Tri-generación	(%)	75,24	75,33	74,62	77,09	77,85	76,70	76,42	76,33	76,74	76,74	77,17	75,37
	HR Tri-generación	(KJ/Kwh)	4789,30	4783,35	4828,78	4674,41	4628,55	4697,95	4715,27	4721,09	4695,71	4695,74	4669,46	4781,12
	HR Turbina	(KJ/Kwh)	9722,38	9709,83	9794,56	9469,75	9487,01	9658,05	9673,74	9686,29	9578,02	9535,66	9469,75	9705,12
	Potencia Generada	(Kw)	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00	14500,00
	Consumo específico de combustible	(Nm ³ /Kwh)	0,28	0,28	0,28	0,27	0,27	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,27	0,28
	P/qr	(%)	37,06	37,11	36,79	38,05	37,98	37,31	37,25	37,20	37,62	37,79	38,05	37,13
	Qproceso/qr	(%)	35,32	35,36	35,06	36,26	36,19	35,55	35,50	35,45	35,85	36,01	36,26	35,38
	ER/qr	(%)	2,86	2,86	2,78	2,78	3,67	3,84	3,67	3,67	3,27	2,94	2,86	2,86
	maire +	(Kg/s)	57,25	57,18	57,68	55,77	55,87	56,87	56,97	57,04	56,40	56,15	55,77	57,15
	η ganada	(%)	8,23	8,23	8,10	8,81	9,44	10,27	9,84	9,32	8,71	8,93	8,89	9,00
ER	(Kw)	1117,92	1116,47	1094,01	1057,73	1402,88	1491,72	1430,49	1432,35	1258,80	1127,80	1088,87	1115,93	
Q generador	(Kw)	1774,47	1772,18	1736,53	1678,94	2226,79	2367,81	2270,62	2273,56	1998,10	1790,16	1728,36	1771,32	

TABLAS RESUMEN DE INDICADORES ENERGÉTICOS ANTES Y DESPUÉS DEL OVERHAUL

PLANTA ANTES DEL OVERHAUL

PROMEDIO DE LOS INDICADORES								
INDICADOR	η compresor promedio día	η turbina promedio día	η HRSG promedio día	Consumo específico de combustible promedio día	HR turbina promedio día	η planta ciclo combinado promedio día	HR planta de ciclo combinado	Potencia generada promedio día
UNIDAD	(%)	(%)	(%)	(Nm ³ GN/kwh)	(KJ/Kwh)	(%)	(KJ/Kwh)	Mw
Día 1	77,19	31,31	91,69	0,33	11498,25	68,28	5277,79	11,63
Día 2	77,21	31,10	90,50	0,34	11576,36	66,57	5413,21	11,63
Día 3	77,13	31,45	89,63	0,33	11449,06	67,99	5301,06	11,63
Día 4	77,11	31,41	87,60	0,33	11461,53	68,33	5274,76	11,63
Día 5	77,06	31,59	87,11	0,33	11399,39	68,48	5263,05	11,56
Día 6	77,04	31,62	86,59	0,33	11388,07	67,94	5304,16	11,58
Día 7	77,09	31,58	76,27	0,33	11401,17	64,38	5597,43	11,58
Día 8	77,13	31,34	86,84	0,33	11488,52	67,69	5324,22	11,54
Día 9	77,02	31,37	86,29	0,33	11476,54	68,29	5277,23	11,53
Día 10	77,08	31,49	85,65	0,33	11433,23	68,13	5289,05	11,51
Día 11	77,09	31,47	85,62	0,33	11441,99	68,14	5288,96	11,49
Día 12	77,02	31,50	86,00	0,33	11432,70	68,02	5298,17	11,48

PLANTA DESPUÉS DE OVERHAUL

PROMEDIO DE LOS INDICADORES								
INDICADOR	η compresor promedio día	η turbina promedio día	η HRSG promedio día	Consumo específico de combustible promedio día	HR turbina promedio día	η planta ciclo combinado promedio día	HR planta de ciclo combinado	Potencia generada promedio día
UNIDAD	(%)	(%)	(%)	(Nm ³ GN/kwh)	(KJ/Kwh)	(%)	(KJ/Kwh)	Mw
Día 1	78,19	31,36	75,01	0,33	11492,73	59,41	6069,09	11,03
Día 2	78,06	30,92	73,20	0,34	11667,13	60,43	5978,74	11,03
Día 3	77,87	31,14	74,47	0,34	11568,69	61,99	5815,06	11,03
Día 4	77,87	32,01	71,57	0,33	11247,67	61,92	5819,98	11,03
Día 5	78,00	31,81	71,97	0,33	11318,96	62,15	5798,23	11,18
Día 6	78,21	31,50	70,82	0,33	11432,24	61,86	5826,14	11,23
Día 7	77,85	32,82	75,87	0,32	11029,22	65,04	5565,27	11,31
Día 8	77,15	31,71	71,27	0,33	11354,47	61,32	5876,77	11,41
Día 9	77,97	31,61	74,63	0,33	11402,37	61,14	5898,36	11,39
Día 10	77,00	31,60	62,40	0,33	11395,39	57,26	6293,58	11,38
Día 11	78,59	30,22	81,32	0,35	11932,56	58,80	6129,70	11,38

CALCULO DE LAS VARIACIONES DE LAS CAPACIDADES CALORIFICAS DEL AIRE Y GASES PRODUCTO DE COMBUSTIÓN

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN						
CAPACIDADES CALORIFICAS		Cp real aire entrada	Cp real aire salida	Cp real gases entrada de la turbina	Cp real gases salida de la turbina	Cp real gases a la salida de la HRSG
		(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)
04/01/2012	02:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0968	1,033005947
	04:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0968	1,033005947
	06:00	1,0042	1,0075	1,2422	1,0968	1,033005947
	08:00	1,0043	1,0079	1,2422	1,0968	1,033005947
	10:00	1,0044	1,0085	1,2422	1,0968	1,033005947
	12:00	1,0044	1,0085	1,2422	1,0968	1,033005947
	14:00	1,0044	1,0086	1,2422	1,0968	1,033005947
	16:00	1,0044	1,0086	1,2422	1,0968	1,033005947
	18:00	1,0043	1,0083	1,2422	1,0968	1,033005947
	20:00	1,0043	1,0080	1,2422	1,0968	1,033005947
	22:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0968	1,033005947
00:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0968	1,033005947	
05/01/2012	02:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0978	1,03252596
	04:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0978	1,03252596
	06:00	1,0042	1,0075	1,2422	1,0978	1,03252596
	08:00	1,0044	1,0084	1,2422	1,0978	1,03252596
	10:00	1,0044	1,0087	1,2422	1,0978	1,03252596
	12:00	1,0044	1,0087	1,2422	1,0978	1,03252596
	14:00	1,0044	1,0085	1,2422	1,0978	1,03252596
	16:00	1,0044	1,0085	1,2422	1,0978	1,03252596
	18:00	1,0044	1,0084	1,2422	1,0978	1,03252596
	20:00	1,0043	1,0079	1,2422	1,0978	1,03252596
	22:00	1,0042	1,0078	1,2422	1,0978	1,03252596
	00:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0978	1,03252596

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO₃ Y NH₃ CON PRODUCCIÓN						
CAPACIDADES CALORIFICAS	Cp real aire entrada	Cp real aire salida	Cp real gases entrada de la turbina	Cp real gases salida de la turbina	Cp real gases a la salida de la HRSG	
	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	
06/01/2012	02:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0986	1,031371619
	04:00	1,0042	1,0075	1,2422	1,0986	1,031371619
	06:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0986	1,031371619
	08:00	1,0043	1,0079	1,2422	1,0986	1,031371619
	10:00	1,0043	1,0079	1,2422	1,0986	1,031371619
	12:00	1,0044	1,0085	1,2422	1,0986	1,031371619
	14:00	1,0044	1,0086	1,2422	1,0986	1,031371619
	16:00	1,0044	1,0086	1,2422	1,0986	1,031371619
	18:00	1,0043	1,0079	1,2422	1,0986	1,031371619
	20:00	1,0043	1,0079	1,2422	1,0986	1,031371619
	22:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0986	1,031371619
	00:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0986	1,031371619
07/01/2012	02:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0975	1,031741571
	04:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0975	1,031741571
	06:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0975	1,031741571
	08:00	1,0043	1,0080	1,2422	1,0975	1,031741571
	10:00	1,0043	1,0083	1,2422	1,0975	1,031741571
	12:00	1,0044	1,0086	1,2422	1,0975	1,031741571
	14:00	1,0044	1,0086	1,2422	1,0975	1,031741571
	16:00	1,0044	1,0086	1,2422	1,0975	1,031741571
	18:00	1,0043	1,0083	1,2422	1,0975	1,031741571
	20:00	1,0043	1,0079	1,2422	1,0975	1,031741571
	22:00	1,0042	1,0078	1,2422	1,0975	1,031741571
	00:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0975	1,031741571

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN						
CAPACIDADES CALORIFICAS		Cp real aire entrada	Cp real aire salida	Cp real gases entrada de la turbina	Cp real gases salida de la turbina	Cp real gases a la salida de la HRSG
		(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)	(KJ/KgK)
08/01/2012	02:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0984	1,03252596
	04:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0984	1,03252596
	06:00	1,0041	1,0074	1,2422	1,0984	1,03252596
	08:00	1,0043	1,0082	1,2422	1,0984	1,03252596
	10:00	1,0044	1,0085	1,2422	1,0984	1,03252596
	12:00	1,0044	1,0087	1,2422	1,0984	1,03252596
	14:00	1,0044	1,0086	1,2422	1,0984	1,03252596
	16:00	1,0044	1,0087	1,2422	1,0984	1,03252596
	18:00	1,0044	1,0084	1,2422	1,0984	1,03252596
	20:00	1,0043	1,0079	1,2422	1,0984	1,03252596
	22:00	1,0042	1,0078	1,2422	1,0984	1,03252596
09/01/2012	00:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0984	1,03252596
	02:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0982	1,032700445
	04:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0982	1,032700445
	06:00	1,0042	1,0075	1,2422	1,0982	1,032700445
	08:00	1,0042	1,0075	1,2422	1,0982	1,032700445
	10:00	1,0044	1,0087	1,2422	1,0982	1,032700445
	12:00	1,0045	1,0090	1,2422	1,0982	1,032700445
	14:00	1,0044	1,0087	1,2422	1,0982	1,032700445
	16:00	1,0044	1,0087	1,2422	1,0982	1,032700445
	18:00	1,0043	1,0081	1,2422	1,0982	1,032700445
	20:00	1,0042	1,0077	1,2422	1,0982	1,032700445
22:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0982	1,032700445	
00:00	1,0042	1,0076	1,2422	1,0982	1,032700445	

CÁLCULO DE LOS FUJOS MÁSICOS DE AIRE Y GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO ₃ Y NH ₃ CON PRODUCCIÓN				
MASAS DE TRABAJO		maire	mgases	Qaire
		(Kg/s)	(Kg/s)	(m ³ /s)
04/01/2012	02:00	50,11	50,87	44,10919373
	04:00	50,20	50,96	44,18995291
	06:00	50,23	50,99	44,21931988
	08:00	50,58	51,35	44,5276731
	10:00	50,42	51,18	44,38083823
	12:00	51,13	51,91	45,01222816
	14:00	50,58	51,35	44,5276731
	16:00	50,81	51,58	44,72590017
	18:00	50,04	50,80	44,05045978
	20:00	49,75	50,50	43,79349877
	22:00	50,55	51,32	44,49830612
	00:00	50,04	50,80	44,05045978
05/01/2012	02:00	50,11	50,87	44,10919373
	04:00	50,20	50,96	44,18995291
	06:00	50,23	50,99	44,21931988
	08:00	50,27	51,03	44,24868685
	10:00	50,39	51,15	44,358813
	12:00	50,30	51,06	44,27805383
	14:00	51,26	52,04	45,1223543
	16:00	49,85	50,60	43,88159969
	18:00	49,37	50,11	43,45577858
	20:00	51,48	52,26	45,32058137
	22:00	50,01	50,77	44,02109281
	00:00	50,49	51,26	44,44691392

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO₃ Y NH₃ CON PRODUCCIÓN				
MASAS DE TRABAJO		maire	mgases	Qaire
		(Kg/s)	(Kg/s)	(m³/s)
06/01/2012	02:00	50,07	50,83	44,07982676
	04:00	51,64	52,42	45,4600745
	06:00	51,29	52,07	45,15172128
	08:00	50,58	51,35	44,5276731
	10:00	51,48	52,26	45,32058137
	12:00	51,55	52,33	45,37931532
	14:00	49,83	50,59	43,8669162
	16:00	50,78	51,54	44,69653319
	18:00	50,49	51,26	44,44691392
	20:00	50,36	51,12	44,32944603
	22:00	49,52	50,27	43,5952717
	00:00	51,17	51,94	45,04159513
07/01/2012	02:00	51,55	52,33	45,37931532
	04:00	52,03	52,81	45,79779469
	06:00	50,42	51,19	44,38817998
	08:00	49,52	50,27	43,5952717
	10:00	50,53	51,29	44,47628089
	12:00	50,84	51,61	44,75526714
	14:00	50,75	51,52	44,67450796
	16:00	50,75	51,52	44,67450796
	18:00	51,19	51,97	45,06362036
	20:00	50,07	50,83	44,07982676
	22:00	51,00	51,77	44,89476026
	00:00	51,03	51,81	44,92412724

DATOS DE LA PLANTA A MÁXIMA CARGA-PLANTAS DE HNO₃ Y NH₃ CON PRODUCCIÓN				
MASAS DE TRABAJO		maire	mgases	Qaire
		(Kg/s)	(Kg/s)	(m³/s)
08/01/2012	02:00	50,91	51,68	44,81400109
	04:00	50,94	51,71	44,84336806
	06:00	51,48	52,26	45,32058137
	08:00	50,58	51,35	44,5276731
	10:00	50,62	51,38	44,55704007
	12:00	50,94	51,71	44,84336806
	14:00	50,81	51,58	44,72590017
	16:00	49,43	50,18	43,51451252
	18:00	50,75	51,52	44,67450796
	20:00	51,26	52,04	45,1223543
	22:00	50,71	51,48	44,63779925
	00:00	51,07	51,84	44,95349421
09/01/2012	02:00	51,68	52,46	45,48944147
	04:00	51,61	52,39	45,43070752
	06:00	52,06	52,85	45,82716166
	08:00	50,33	51,10	44,3074208
	10:00	50,42	51,19	44,38817998
	12:00	51,33	52,11	45,18842999
	14:00	51,42	52,20	45,26184743
	16:00	51,48	52,26	45,32058137
	18:00	50,91	51,68	44,81400109
	20:00	50,68	51,45	44,61577402
	22:00	50,33	51,10	44,3074208
	00:00	51,58	52,37	45,40868229

