



**Universidad
Tecnológica
de Bolívar**
CARTAGENA DE INDIAS



ACREDITADA
INSTITUCIONES
Resolución MEN 1196 de 2011

TRIANA CASTRO, JULIÁN BERRIO
TESIS DE GRADO .UTB.CARTAGENA

**INDICADORES ENERGÉTICOS Y ECONÓMICOS EN BLOQUES DE
TRIGENERACIÓN INDUSTRIAL AL UTILIZAR DIFERENTES TECNOLOGÍAS
PARA EL ENFRIAMIENTO DEL AIRE EN CASO ABOCOL**

**TRIANA CAROLINA CASTRO MARTÍNEZ
JULIÁN DARÍO BERRIO HERRERA**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.
2012**



Universidad
Tecnológica
de Bolívar
CARTAGENA DE INDIAS



TRIANA CASTRO, JULIÁN BERRIO
TESIS DE GRADO .UTB.CARTAGENA

**INDICADORES ENERGÉTICOS Y ECONÓMICOS EN BLOQUES DE
TRIGENERACIÓN INDUSTRIAL AL UTILIZAR DIFERENTES TECNOLOGÍAS
PARA EL ENFRIAMIENTO DEL AIRE EN CASO ABOCOL**

**TRIANA CAROLINA CASTRO MARTÍNEZ
JULIÁN DARÍO BERRIO HERRERA**

**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 DE INDIAS D.T. Y C.**

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 **“INDICADORES ENERGETICOS Y ECONOMICOS EN BLOQUES DE TRIGENERACION INDUSTRIAL AL UTILIZAR DIFERENTES TECNOLOGIAS PARA EL ENFRIAMIENTO DEL AIRE EN CASO ABOCOL”**, de los estudiante TRIANA CAROLINA CASTRO MARTÍNEZ y JULIÁN DARÍO BERRIO HERRERA, para optar por el título de ingeniero mecánico.

Cordialmente,

TRIANA CAROLINA CASTRO MARTÍNEZ

C.C. 1143358362

JULIÁN DARÍO BERRIO HERRERA

C.C. 1143358363

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 **“INDICADORES ENERGETICOS Y ECONOMICOS EN BLOQUES DE TRIGENERACION INDUSTRIAL AL UTILIZAR DIFERENTES TECNOLOGIAS PARA EL ENFRIAMIENTO DEL AIRE EN CASO ABOCOL”**, elaborado por los estudiantes TRIANA CAROLINA CASTRO MARTÍNEZ y JULIÁN DARÍO BERRIO HERRERA, en el que me desempeño como Director.

Cordialmente,

PhD. Bienvenido Sarria.

Director de Trabajo de grado

Nosotros TRIANA CAROLINA CASTRO MARTÍNEZ Y JULIÁN DARÍO BERRIO HERRERA, mayores de edad y domiciliados en la ciudad de Cartagena D. T y C. e identificados como consta al pie de la presente, de manera libre y espontánea, manifestamos en este documento nuestra 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. **INDICADORES ENERGÉTICOS Y ECONÓMICOS EN BLOQUES DE TRIGENERACIÓN INDUSTRIAL AL UTILIZAR DIFERENTES TECNOLOGÍAS PARA EL ENFRIAMIENTO DEL AIRE EN CASO ABOCOL CARTAGENA** producto de nuestra 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.

TRIANA CAROLINA CASTRO MARTÍNEZ
C.C. 1143358362

JULIÁN DARÍO BERRIO HERRERA
C.C. 1143358363



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 Dios, Por habernos permitido llegar hasta este punto y darnos salud para lograr nuestros objetivos, además de su infinita bondad y amor.

*A nuestros padres por ser nuestro pilar fundamental en todo lo que somos, en toda nuestra educación, tanto académica, como de la vida, por su incondicional apoyo mantenido a través del tiempo.
Todo este trabajo ha sido posible gracias a ellos.*

A nuestros hermanos, Oriana, Anguie, Liam, Anderson, por estar con nosotros y apoyarnos siempre, los queremos mucho.

A nuestros amigos, que nos apoyamos mutuamente en nuestra formación profesional y que por siempre, seguiremos siendo amigos, Jorge , Laura, Luis, William, José ,Alfonso , por compartir los buenos y malos momentos.

*La calidad nunca es un accidente;
Siempre es resultado de un esfuerzo de la inteligencia.*

John Ruskin

AGRADECIMIENTOS

Le agradecemos al profesor **P.h Bienvenido Sarria** por manifestarnos su interés en dirigir nuestro trabajo de grado, por su confianza, colaboración y apoyo en el proceso de realización de nuestra Tesis.

Al profesor **Juan Fajardo** que gracias a su preocupación, conocimiento y supervisión permitió que nuestro trabajo de grado se llevara a cabo satisfactoriamente , a nivel personal y académico.

Al profesor **Edgardo Arrieta** por brindarnos su amistad incondicional y tratarnos como a unos hijos, por todas sus valiosas enseñanzas y consejos que nos ayudaron a formarnos como personas integrales.

A todos los docentes de la Universidad Tecnológica de Bolívar que compartieron sus conocimientos, dentro y fuera de clase, haciendo posible que nuestra formación profesional se resumiera en satisfacciones académicas e inquietudes insatisfechas en continua indagación.

A **Luis Fernando Lesmes y Calixto Camacho**, ingenieros de la empresa **ABOCOL** que nos apoyaron incondicionalmente durante la realización de este trabajo, con su tiempo, conocimiento y confianza.

A nuestros amigos y compañeros quienes trabajaron con nosotros hombro a hombro durante estos cuatro cortos años regalándonos lo mejor de su energía, confianza, tiempo y empeño por el bien de nuestra formación profesional, y los mejores momentos que vivimos durante esta etapa como estudiantes de pregrado, dentro y fuera del campus.

Nuevamente a nuestra familia y seres más queridos, en especial a nuestros padres: **Consuelo Martínez, Patricia Herrera, Iván Castro e Iván Berrío** por no perderse un sólo día de nuestras vidas alegrándonos, por jamás dar su brazo a torcer en su esfuerzo por querer darnos la mejor educación y ejemplo posible aún cuando esto signifique incontables sacrificios y por enseñarnos que aunque las cosas se pongan difíciles nunca hay que desfallecer sino por el contrario seguir adelante hasta lograr el cumplimiento de todas nuestras metas.



TABLA DE CONTENIDO

LISTADO DE IMÁGENES	14
LISTADO DE GRÁFICAS	15
LISTADO DE TABLAS	17
INTRODUCCIÓN	18
JUSTIFICACIÓN	20
PROBLEMA CIENTÍFICO	22
OBJETIVO GENERAL	24
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	25
1. ESTADO DEL ARTE DE LA IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE TRIGENERACIÓN CON TURBINAS A GAS (TG) CALDERA RECUPERADORA DE CALOR (HRSG) Y CHILLER DE REFRIGERACIÓN DEBIDO AL CONTEXTO ENERGÉTICO ACTUAL	26
1.1 SOLUCIONES ENERGÉTICAS (SISTEMA DE TRIGENERACIÓN)	30
2. CONCEPTOS BÁSICOS DE LOS SISTEMAS DE TRIGENERACIÓN	33
2.1 CICLOS DE GENERACIÓN DE POTENCIA	35
2.1.1 <i>CICLO RANKINE</i>	35
2.1.2 <i>CICLO BRAYTON</i>	38
2.2 TIPOS DE PLANTAS DE COGENERACIÓN	40
2.2.1 <i>COGENERACIÓN CON TURBINAS A GAS</i>	40
2.2.2 <i>COGENERACIÓN CON TURBINA DE VAPOR</i>	43
2.2.3 <i>COGENERACIÓN EN CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS</i>	44
3. COMPONENTES CICLO DE TRIGENERACIÓN CON TURBINA A GAS (TG), CALDERA RECUPERADORA DE CALOR (HRSG) Y CHILLER DE REFRIGERACIÓN	46
3.1 COMPRESORES	46
3.1.1 <i>TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS O RADIALES</i>	49
3.2 CAMARA DE COMBUSTION	53
3.3 TURBINA DE EXPANSIÓN	55
3.4. CALDERA HRSG	55
3.4.1 <i>CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS A VAPOR</i>	56
3.4.2 <i>VARIABLES IMPORTANTES EN LAS CALDERAS A VAPOR</i>	57



<i>Agua de alimentación, vapor producido, vapor de atomización y purga: Temperatura, presión y flujo (Tipo, temperatura, presión y densidad relativa).</i>	57
3.4.3 PARTES INTEGRALES DE LA CALDERA	57
4. TECNOLOGÍAS PARA ENFRIAMIENTO DEL AIRE A LA ENTRADA DEL COMPRESOR	59
4.1 REFRIGERACION POR COMPRESION	60
4.2 .REFRIGERACION POR ABSORCIÓN	61
4.2.1 RENDIMIENTO	64
4.3 REFRIGERACION POR ADSORCIÓN	66
5. DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE GENERACIÓN DE VAPOR Y ENERGÍA ELÉCTRICA EN ABOCOL-CARTAGENA	68
5.1 TURBOVAPOR	68
5.2 TURBOGAS	70
6.2. PARADAS DE PLANTA Y ARRANQUES	74
7. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE INDICADORES ENERGÉTICO EN EL BLOQUE.	75
7.1. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL COMPRESOR.	75
7.1.1. CALCULO DEL TRABAJO REAL DEL COMPRESOR.	75
7.1.2. CALCULO DEL TRABAJO ADIABÁTICO DEL COMPRESOR	76
7.1.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR.	77
7.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.	78
7.2.1. CALCULO DE LA TEMPERATURA DE LLAMA.	78
7.2.2 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES CALORÍFICAS PARA EL AIRE Y PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN Y SU VARIACIÓN CON LA TEMPERATURA.	79
7.2.3. CALCULO DEL FLUJO DE GAS.	79
7.3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO EN LA TURBINA.	80
7.3.1. CALCULO DE LA ENERGÍA ENTREGADA A LA TURBINA.	80
7.3.2. CALCULO DEL HEAT RATE.	81
7.3.3. CALCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO COMBUSTIBLE.	84
7.4. METODOLOGÍA DE CÁLCULO EN LA CALDERA HRSG	87
7.4.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG.	87
7.4.2. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN.	87
7.5.1. CALCULO DE LA POTENCIA ELÉCTRICA GENERADA	88
7.5.2. CALCULO DE HEAT RATE PARA TRIGENERACIÓN	88
7.5.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA EN EL BLOQUE TRIGENERACIÓN.	89
7.6. METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DE CHILLER DE ABSORCIÓN.	89
7.6.1. CALCULO DEL EFECTO REFRIGERANTE.	89
7.6.2. CALCULO DEL CALOR NECESARIO PARA ACTIVAR EL CHILLER.	90
7.7. METODOLOGÍA DE ENERGÍA PRIMARIA.	90
.7.1. CALENTAMIENTO CON UNA CALDERA	91



7.7.2. CALENTAMIENTO CON UN COMBINADO DE CALEFACCION Y UNIDAD DE POTENCIA	91
7.7.3. REFRIGERACION CON UN ENFRIADOR DE COMPRESIÓN DE VAPOR .	93
7.7.4. REFRIGERACION CON UN SISTEMA COMBINADO DE REFRIGERACION Y ELECTRICIDAD	93
7.7.5. COMBINADO DE REFRIGERACION, CALEFACCION Y ELECTRICIDAD	95
7.7.6. INDICADORES ECONÓMICOS	95
7.8. METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN	100
8. EJEMPLO DE CÁLCULO	101
8.1.1. CALCULO DEL TRABAJO REAL DEL COMPRESOR.	101
8.1.2. CALCULO DEL TRABAJO ADIABÁTICO DEL COMPRESOR	101
8.1.2.1. CALCULO DEL FLUJO DE AIRE	101
8.1.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR.	102
8.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.	102
8.2.2 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES CALORÍFICAS PARA EL AIRE Y PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN Y SU VARIACIÓN CON LA TEMPERATURA.	103
8.2.3. CALCULO DEL FLUJO DE GAS.	103
8.3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO EN LA TURBINA.	103
8.3.1. CALCULO DE LA ENERGÍA ENTREGADA A LA TURBINA.	103
8.3.2. CALCULO DEL HEAT RATE.	103
8.3.3. CALCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO COMBUSTIBLE.	104
8.3.4.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA ELÉCTRICA EN LA TURBINA.	105
8.3.4.2. CALCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA EN LA TURBINA.	105
8.4. METODOLOGÍA DE CÁLCULO EN LA CALDERA HRSG	106
8.4.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG.	106
8.4.2. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN.	106
8.5. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE TRIGENERACIÓN.	107
8.5.1. CALCULO DE LA POTENCIA ELÉCTRICA GENERADA	107
8.5.2. CALCULO DE HEAT RATE PARA TRIGENERACIÓN	107
8.6. METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DE CHILLER DE ABSORCIÓN.	108
8.6.1. CALCULO DEL EFECTO REFRIGERANTE.	108
8.6.2. CALCULO DEL CALOR NECESARIO PARA ACTIVAR EL CHILLER.	108
9. ANÁLISIS DE RESULTADOS	109
9.1 INDICADORES ENERGETICOS DEL COMPRESOR	109
9.2 INDICADORES ENERGETICOS DE LA TURBINA	110
9.3 INDICADORES ENERGETICOS DE LA CALDERA Y EFICIENCIA DEL BLOQUE DE COGENERACION	111
9.4 INDICADORES DEL BLOQUE DE TRIGENERACIÓN	112
9.5. TRABAJO DEL COMPRESOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA A LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR.	113



9.6 CARACTERIZACION DEL COMPRESOR FUNCIONANDO A DISTINTOS FLUJO DE AIRE.	114
9.7.HEAT RATE EN FUNCION DE LA POTENCIA ELECTRICA GENERADA	118
9.7 POTENCIA ELECTRICA GENERADA EN FUNCIÓN DE LAS HORAS DEL DÍA.	119
9.8. ENERGÍA PRIMARIA	120
CONCLUSIONES	125
REFERENCIAS	128
ANEXOS	132
PROGRAMA DE CALCULO DE INDICES ECONOMICOS Y ENERGETICOS EN SCILAB	132

LISTADO DE IMÁGENES

- **Imagen 1.** Consumo histórico de la energía primaria a nivel mundial entre los años 1960 y 2009.
- **Imagen 2.** Bloque de cogeneración con turbina a gas en la empresa ABOCOL-Cartagena.
- **Imagen 3.** Compresor, cámara de combustión y turbina a gas
- **Imagen 4.** Compresor empresa ABOCOL-Cartagena
- **Imagen 5.** Turbocompresor centrífugo o de flujo radial. [24]
- **Imagen 6.** Turbocompresor axial de 11 etapas [15]
- **Imagen 7.** Turbocompresor axial-radial, con 11 etapas axiales, radiales
- **Imagen 8.** Cámara de combustión de la empresa Abocol-Cartagena [6]
- **Imagen 9.** Turbina de expansión para procedimientos de hidrocarburos gaseosos
- **Imagen 10.** Caldera HRSG de la empresa ABOCOL-Cartagena
- **Imagen 11.** Fotografía de equipos de refrigeración por Adsorción
- **Imagen 12.** Turbina a vapor 12.5 MWh del área de servicios industriales de la empresa ABOCOL-Cartagena
- **Imagen 13.** bloque cogenerador con turbina a gas TG y caldera recuperadora de calor HRSG del área de servicios industriales de la empresa ABOCOL-Cartagena.



LISTADO DE GRÁFICAS

- **Grafica 1.** Consumo Final de Energía –Sector industrial 2008
- **Grafico 2.** Distribución de fuentes energéticas para el consumo mundial de energía en 2009.
- **Gráfico 3.** Consumo final de energía por energético – Sector Industrial
- **Grafico 4.**Consumo de energía por subsector industrial-2006
- **Grafico 5.** Generación de electricidad utilizando la tecnología de cogeneración y sistema convencional.
- **Grafico 6.** Generación de electricidad, calor y frio utilizando la trigeneración y un sistema convencional.
- **Grafico 7.** Integración de equipos de recuperación y de refrigeración térmica en los sistemas de cogeneración en función de la temperatura del calor residual.
- **Grafico 8.** Ciclo Rankine Simple
- **Grafico 9 .**Ciclo Brayton abierto y cerrado
- **Grafica 10.** Diagramas Pv y Ts del ciclo Brayton
- **Grafica 11.** Esquema de cogeneración con turbinas a gas
- **Grafica12.** Esquema de cogeneración con turbina de vapor
- **Grafica13.**Esquema de cogeneración en ciclo combinado con turbina a gas
- **Grafica 14.** Esquema del sistema de refrigeración amoniaco –agua de absorción
- **Grafica 15.** Diagrama T-S del ciclo de refrigeración por absorción
- **Grafica 16.** Diagrama T-S representa el trabajo de una maquina de carnot invertida.
- **Grafica 17.** Trabajo del compresor en función de la temperatura a la succión del compresor
- **Grafica 18.**Caracterizacion de flujo de entrada del compresor en Scilab
- **Grafica 19.**Caracterizacion de flujo de entrada del compresor a 0c



-
- **Grafica 20.** Función de la caracterización del flujo de entrada del compresor a 30C
 - **Grafica 21.** Funcion de la caracterización del flujo de entrada del compresor a temperatura promedio
 - **Grafica 22.** Heat rate en función de la potencia eléctrica generada
 - **Grafica 23.** Potencia eléctrica en función de las horas del día



LISTADO DE TABLAS

- **Tabla 1.** Indicadores energéticos del compresor
- **Tabla2.**Indicadores Energéticos de la turbina
- **Tabla 3.** Indicadores Energéticos de la caldera y eficiencia del bloque de cogeneración
- **Tabla4.** Indicadores del bloque de trigeneración
- **Tabla 5.** Indicadores energía primaria consumo de una caldera
- **Tabla 6.** Indicadores de energía primaria costo de energía para una caldera.
- **Tabla 7.** Indicadores de energía primaria para bloque de cogeneración.
- **Tabla 8.** Indicadores de energía primaria, costo del bloque cogeneración.
- **Tabla 9.** Parámetros de los índices de energía primaria
- **Tabla 10.** Tabla del cálculo del retorno de la inversión



INTRODUCCIÓN

Nuestro trabajo de investigación “Indicadores energéticos y económicos en bloques de trigeneración industrial al utilizar diferentes tecnologías para el enfriamiento del aire caso Abocol” radica en el estudio de los indicadores energéticos y económicos de la planta de cogeneración con turbina a gas y caldera recuperadora de calor HRSG de la empresa ABOCOL-Cartagena, para evaluar el desempeño que tendrá un sistema de trigeneración industrial.

Para nuestra propuesta de implementación de un sistema de trigeneración industrial de la empresa ABOCOL-Cartagena tomaremos la energía de los gases productos de la combustión liberados por la chimenea , para utilizarlos en una tecnología de refrigeración por absorción evaluada por los índices de energía primaria (índices energéticos y económicos).Seguidamente obtenemos un modelo matemático y curvas de la variación en el tiempo de los índices energéticos y económicos a través de un programa elaborado en Scilab en donde analizando los resultados, nosotros evaluaremos la mejor alternativa para el caso específico de la empresa Abocol, desde el punto de vista técnico y económico utilizando la metodología de Energía Primaria. Esta tecnología deberá satisfacer la demanda de la empresa Abocol y el uso de esta reducirá el consumo de energía primaria y las emisiones de gases de efecto invernadero resultando primordial como estrategia económica, social y medioambiental en nuestro país.

En este documento se encontrara la implementación de un sistema de trigeneración para la producción de frío donde realizamos una caracterización del compresor con distintos flujos de aire, dependiendo de las condiciones de la temperatura con el fin de disminuir el trabajo consumido y de esta manera aumentar la generación de potencia eléctrica.También observaremos las ventajas de disminuir el consumo de energía primaria y el trabajo consumido por el compresor para mejorar la eficiencia de planta y reducir las emisiones de gases

de efecto invernadero. Además también se explicara 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

los componentes del bloque de cogeneración, compresores, cámaras de combustión y las diferentes tecnologías para la producción de frio.

Finalmente se explicara la metodología de Energía Primaria la cual es relativamente nueva , las normas ASME , artículos científicos , tesis de maestría y doctorado recientes (últimos 5 años) con el fin de evaluar la rentabilidad de la tecnología de refrigeración por absorción.



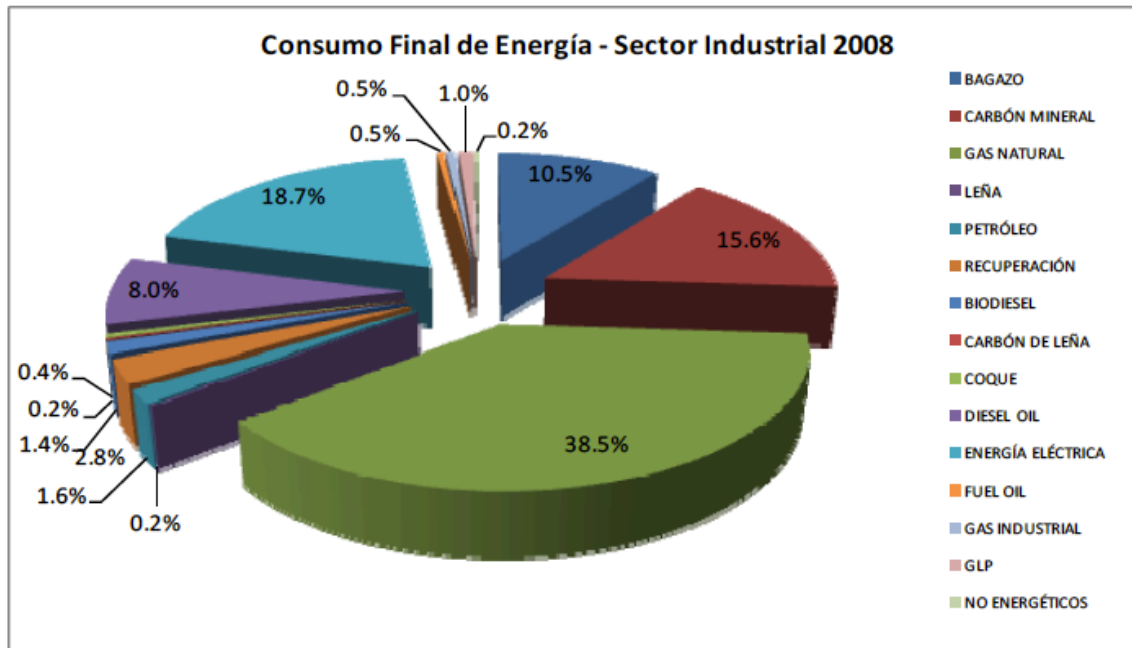
JUSTIFICACIÓN

El creciente consumo energético actual y la necesidad de preservar el medio ambiente y asegurar un desarrollo sostenible, obligan a un uso eficiente de la energía. El uso de diferentes soluciones que favorezcan la reducción del consumo de energía primaria y de las emisiones de gases de efecto invernadero resulta primordial como estrategia económica, social y medioambiental en cada uno de los países.

Entre estas soluciones se encuentran:

- Mejora de la eficiencia de las tecnologías actuales
- Implementación de las energías renovables
- Uso de tecnologías de cogeneración, trigeneración.

Como podemos ver en la Grafica1. los combustible fósiles son las principales fuentes energéticas consumidas mundialmente, esto ha sido motivo de preocupación para los gobiernos por un uso eficiente y racional de los recursos energéticos , es por esto nuestro interés por investigar la implementación de un Sistema de trigeneración el cual resulta una opción interesante para disminuir el consumo de energía primaria contribuyendo fuertemente en el uso eficiente de los recursos energéticos, reducir las emisiones e incrementar la fiabilidad en el suministro eléctrico.



Grafica 1. Consumo Final de Energía –Sector industrial 2008

Los sistemas de trigeneración serian una gran ventaja para la empresa Abocol-Cartagena, puesto que con la misma cantidad de combustible se obtendrían las 3 formas de energía que su proceso de producción exige, ayudando al ahorro de combustibles fósiles y contribuyendo al medio ambiente con la reducción de emisiones.

Nuestro trabajo de grado es una propuesta de un sistema de trigeneración para disminuir el trabajo consumido por el compresor y de esta manera aumentar la generación de potencia eléctrica satisfaciendo las 3 demandas de energía a menor costo e impacto ambiental .

Como el mundo gira alrededor de la economía en nuestra investigación también añadiremos un estudio económico teniendo en cuenta la metodología de energía primaria donde se analizara los costos de una unidad de refrigeración por absorción y el tiempo de retorno de los gastos.



PROBLEMA CIENTÍFICO

Nuestra investigación tuvo lugar en la empresa Abonos de Colombia, “Abocol” donde nos enfocamos en el bloque de cogeneración conformado por una turbina a gas TITÁN, que tiene una capacidad de producción de potencia eléctrica en condiciones ISO (15 °C y 60% Humedad relativa y 1 atm) de 15MW pero actualmente genera alrededor 12MW de energía eléctrica y 42000 lb/h de vapor a una presión de 605 Psig y 815 °F. La problemática que presenta esta empresa actualmente es que la potencia generada es menor a la necesaria debido a las altas temperaturas y humedad relativa que poseemos en la ciudad de Cartagena(32 °C y 70%-80% humedad relativa), lo que afecta la densidad del aire ya que esta disminuye en función de la temperatura, es por ello que la empresa Abocol se ve en la necesidad de comprar potencia eléctrica a la red lo cual genera unos gastos que se podrían evitar si la empresa fuera auto sostenible eléctricamente además estas 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 NOX y CO, entre otros gases de efecto invernadero.



Imagen 1. Bloque de Cogeneración de la empresa ABOCOL-Cartagena

Como posible solución nosotros queremos presentar la implementación de un bloque de trigeneración a la planta por lo cual enfriaremos el aire de entrada al compresor con el fin de disminuir el trabajo consumido por este, puesto que al disminuir la temperatura de entrada del compresor el trabajo de este disminuye causando un aumento considerable en la generación de potencia eléctrica. Para enfriar el aire a la entrada del compresor es necesario implementar una unidad de enfriamiento la cual tiene un costo elevado es por esto que analizaremos económicamente la propuesta y compararemos que sería más beneficioso para la empresa técnica y económicamente si seguir trabajando con el bloque de cogeneración el cual no genera la suficiente potencia eléctrica para auto sostenerse o realizar la inversión de una unidad de refrigeración, conociendo en cuanto tiempo se retornara esta inversión y según las necesidades de la empresa llegar a la conclusión de que decisión tomar frente a la problemática.

Con lo anterior se hace notorio las problemática de la empresa como lo son déficit en la generación de potencia eléctrica y los altos costos económicos de implementar una unidad de refrigeración.

OBJETIVO GENERAL

- Evaluar el desempeño que tendrá implementar sistema de trigeneración industrial en la empresa ABOCOL-Cartagena aplicando la tecnología de absorción en la producción de frío evaluada por los índices de energía primaria (índices energéticos y económico) 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 ESPECÍFICOS

- Determinar la variación de los índices de energía primaria de la trigeneración industrial en un bloque energético de 12MW con TG y HRSG.
- Evaluar los diferentes indicadores energéticos del 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).
- Determinar la variación en el tiempo de los índices económicos de las tecnologías de trigeneración utilizada.
- Análisis comparativo de la eficiencia actual del bloque de cogeneración, con un bloque de trigeneración, evaluando la viabilidad técnico-económica de su implementación.
- Obtener los modelos matemáticos y curvos de variación de los índices de energéticos y económicos, que se analicen.
- Realización de un programa de Scilab analizando la variación de la generación de potencia eléctrica con relación a la temperatura de entrada del compresor.
- Cálculo, dimensionamiento y selección de un equipo real disponible en el mercado del sistema de refrigeración escogido, para implementar en el bloque cogenerador.
- Redacción de un artículo científico de los resultados de la investigación.

1. ESTADO DEL ARTE DE LA IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE TRIGENERACIÓN CON TURBINAS A GAS (TG) CALDERA RECUPERADORA DE CALOR (HRSG) Y CHILLER DE REFRIGERACIÓN DEBIDO AL CONTEXTO ENERGÉTICO ACTUAL

Los recursos energéticos son fundamentales para mejorar la calidad de vida de la Sociedad, así como para incrementar la productividad y las actividades industriales en los países. El total del consumo energético mundial representado como consumo de energía primaria en los últimos 50 años se muestra en la imagen 1.1. donde la tendencia general es creciente, siendo en el 2009 el consumo mundial, de más de 15,000 millones de toneladas de petróleo.

Las fuentes energéticas con que se abasteció esta demanda mundial en el año 2009 se representan en la Grafica 1.1. Como se puede apreciar en esta figura el 33% de la energía primaria se obtuvo del petróleo, el 21 % del gas natural y el 27 % del carbón.

Esto implica que el 80 % de las necesidades mundiales de producción de energía se cubren a partir de transformaciones energéticas basadas en los combustibles fósiles, siendo el petróleo, el carbón y el gas natural las fuentes energéticas convencionales mayormente utilizadas.

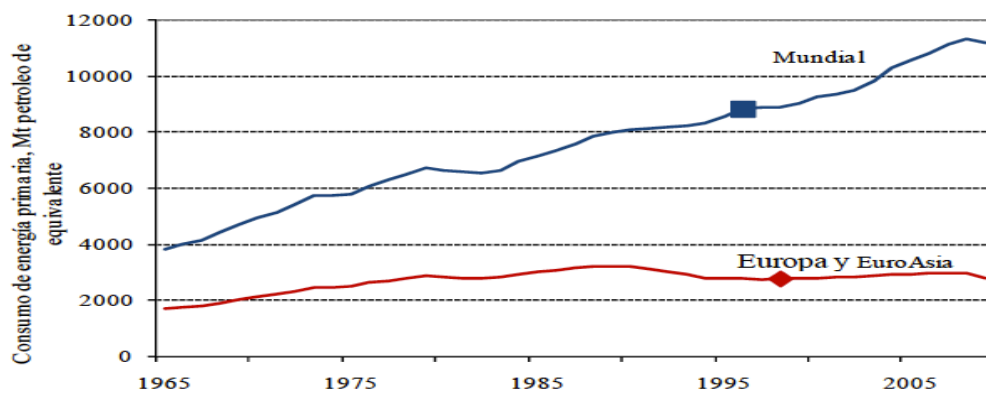


Imagen 1. Consumo histórico de la energía primaria a nivel mundial entre los años 1960 y 2009.



La fuente energética de mayor consumo en el sector industrial es el gas natural, seguido por la energía eléctrica, el carbón mineral y el bagazo. El sector industrial solo consume el 18,7% en energía eléctrica, el restante 81,3% son otros energéticos, principalmente utilizados para procesos térmicos, el 12,1% de los energéticos consumidos por el sector industrial son renovables (bagazo, leña y biodiesel) mientras que los derivados del petróleo alcanzan el 50% de participación.

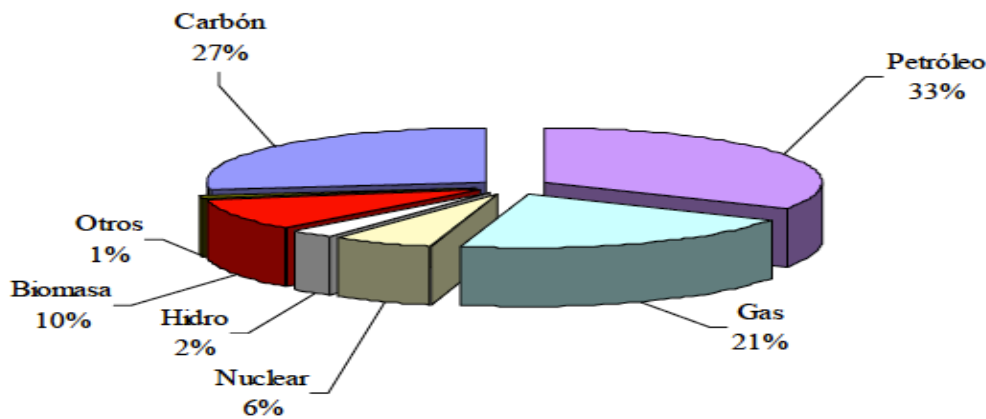


Gráfico 2. Distribución de fuentes energéticas para el consumo mundial de energía en 2009[1].

Como se puede apreciar en el Gráfico 2. los combustibles fósiles son las principales fuentes energéticas consumidas mundialmente, sin embargo este hecho ha traído consigo una serie de situaciones que no han sido del todo ventajosas para la humanidad. En los últimos años, al ser el petróleo el principal recurso energético por excelencia, los cambios y alteraciones de su precio internacional han sido motivo de preocupación para los gobiernos del mundo. Además, el consumo de energía primaria procedente de los combustibles fósiles es responsable de grandes presiones ambientales (calentamiento global, acidificación, oxidación fotoquímica, daños sobre la salud, etc.), por lo que el seguimiento de su consumo han sido un aspecto fundamental en la planificación

de las estrategias energéticas y la gestión del medio ambiente. El incremento del consumo energético en los últimos 50 años ha provocado un aumento en las emisiones mundiales de CO₂, alcanzando un nivel cercano a 30,000 millones de toneladas en el año 2009 [1].

Estos hechos han obligado a la sociedad a pensar en modelos energéticos mucho más sostenibles y ecológicos, donde mejorar los sistemas convencionales de producción de energía, utilizar fuentes de energías renovables como la eólica, biomasa, solar, y hacer uso eficiente y racional de la energía utilizando sistemas de cogeneración, trigeneración para reducir el consumo de energía primaria y de este modo disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero.

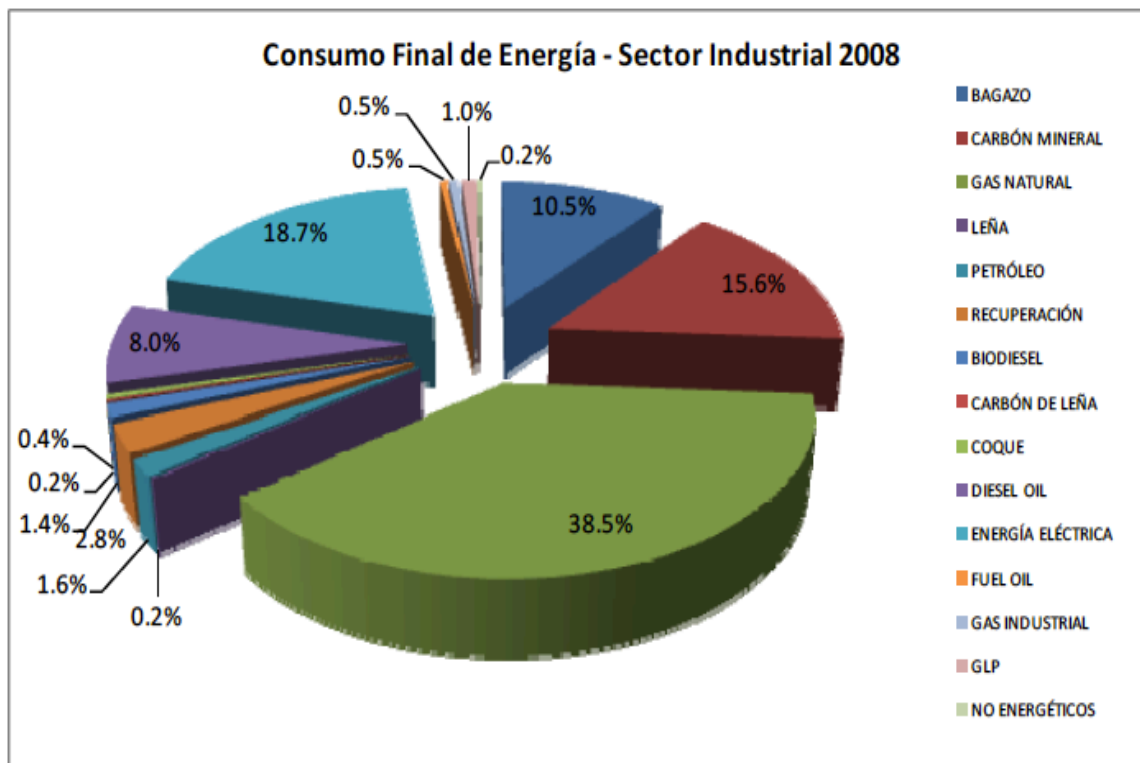


Gráfico 3. Consumo final de energía por energético – Sector Industrial

Consumo de energía por subsector en Colombia

En Colombia el consumo de energía por subsector en el 2006 se muestra en el grafico 3. en donde el sector industrial consumió 63.899 % de los cuales el sector de Cemento fue el que mayor participación tuvo en el consumo con 22,6%, seguido por el de alimentos y bebidas con el 19,4%, el de químicos con 18,7%, papel e imprenta con 10,9%, el de hierro, acero y no ferrosos con el 10,8%, textil y confecciones con 6,9% y los sub sectores restantes con una participación del 10,6%.

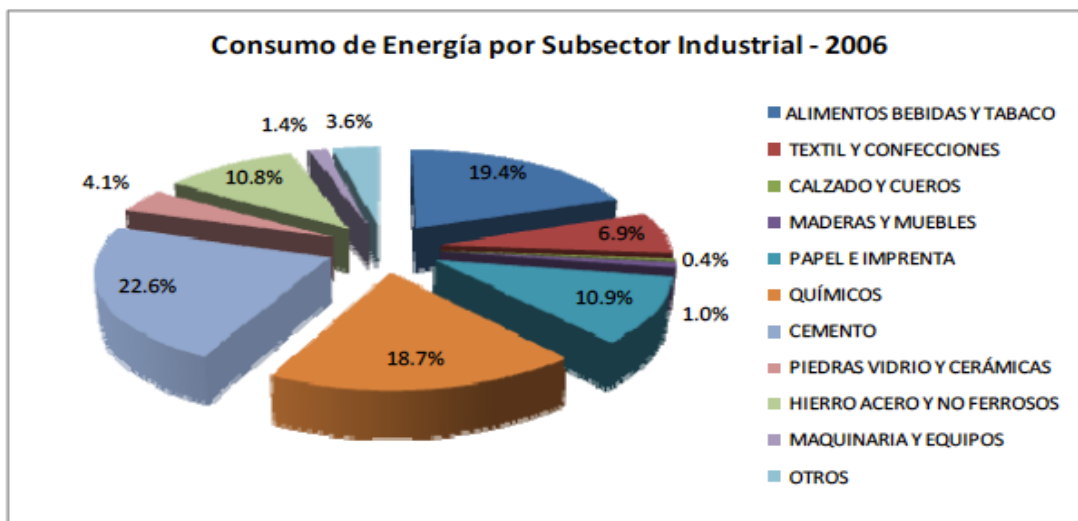


Grafico 4. Consumo de energía por subsector industrial-2006

Tradicionalmente en el sector de la industria, la demanda de energía (frío, calor y electricidad) se satisface tomando energía eléctrica de la red y usando sistemas de refrigeración eléctrica, y de calefacción con calderas de gas. Sin embargo, las perspectivas actuales son de uso de sistemas avanzados y eficientes como la cogeneración y trigeneración.[2]

1.1 SOLUCIONES ENERGÉTICAS (SISTEMA DE TRIGENERACIÓN)

El creciente consumo energético actual y la necesidad de preservar el medio ambiente y asegurar un desarrollo sostenible, obligan al fomento de fórmulas eficaces para un uso eficiente de la energía y la utilización de fuentes limpias. Por tanto, el uso de diferentes soluciones que favorezcan la reducción del consumo de energía primaria y de las emisiones de gases de efecto invernadero resulta primordial como estrategia económica, social y medioambiental para Colombia.

Entre estas soluciones se encuentran: la mejora de la eficiencia de las tecnologías actuales, la implementación de las energías renovables, el uso de tecnologías de Cogeneración, trigeneración y las medidas de eficiencia energética dirigidas a la instalación final, que en el caso del sector de la industria , son las centrales termoeléctricas y sus sistemas consumidores. En este sentido, la cogeneración y trigeneración resultan una opción interesante para disminuir el consumo de energía primaria, contribuyendo fuertemente en el uso eficiente de los recursos energéticos.

La cogeneración, hace referencia a la producción simultánea de energía eléctrica o potencia mecánica y energía térmica útil, a partir de sólo un solo combustible [4]. Las tecnologías de cogeneración generalmente convierten alrededor de un 75-80% de la energía del combustible en energía útil (rendimiento global: electricidad y calor), aunque algunas instalaciones más modernas pueden alcanzar rendimientos alrededor de un 90 % [3].

En la Grafico 4. se muestra una comparación de los rendimientos globales de un sistema de cogeneración y de un sistema convencional de suministro separado de energía, siendo el suministro de energía eléctrica y térmica el mismo en las dos situaciones. Se aprecia como la tecnología de cogeneración puede producir la misma cantidad de energía térmica y de eléctrica consumiendo una menor cantidad de combustible.

La trigeneración se puede definir como la producción combinada y simultánea de



electricidad, calor y frío usando un solo recurso de energía primaria. También, puede ser definida como una extensión en la producción de frío, a partir de una tecnología de cogeneración [5]. Los sistemas de trigeneración engloban el uso de dos tipos de tecnologías: cogeneración y refrigeración térmica (activada térmicamente). Con la primera es posible obtener electricidad teniendo como subproducto el calor y con la segunda, se obtiene frío a partir del calor.

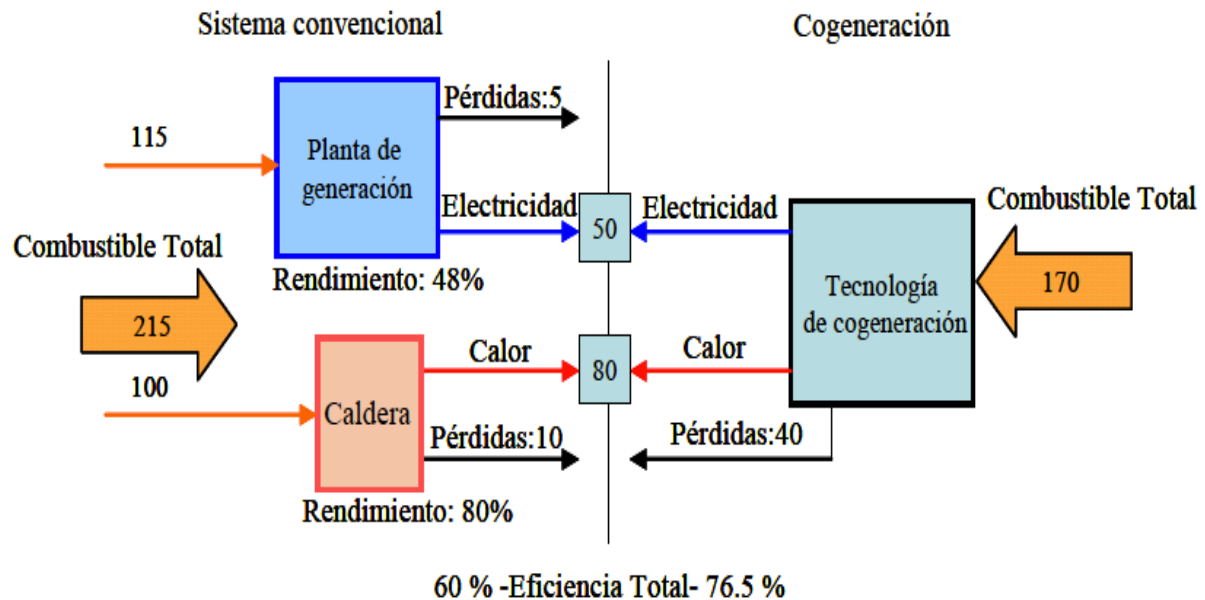


Grafico 5. Generación de electricidad utilizando la tecnología de cogeneración y sistema convencional.

En el Gráfico.5, se representan un sistema de trigeneración y un sistema convencional de suministro de energía eléctrica, térmica y de refrigeración. Se puede apreciar que con el sistema de trigeneración se produce igual cantidad de energía, utilizando menor cantidad de energía primaria de entrada, lo que demuestra ser un sistema más eficiente que un sistema convencional con las características presentadas.[4]

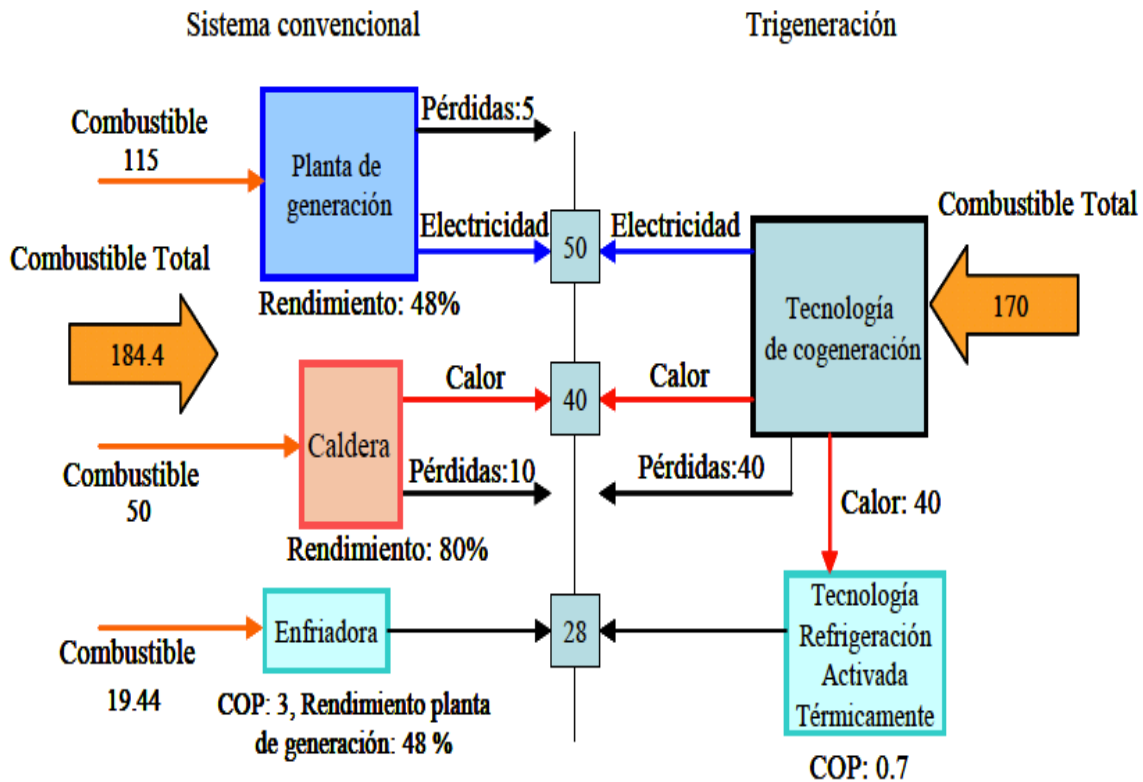


Grafico 6. Generación de electricidad, calor y frio utilizando la trigeneración y un sistema convencional.

El las ventajas de sistemas de trigeneración respecto a los sistemas convencionales de producción separada de energía son [5] Grafico 5.

- La reducción del consumo de energía primaria.
- La reducción de emisiones.
- El ahorro económico e incremento de la fiabilidad en el suministro eléctrico
- La garantía del suministro energético.

2. CONCEPTOS BÁSICOS DE LOS SISTEMAS DE TRIGENERACIÓN

Los sistemas de trigeneración incluyen la utilización de diferentes componentes, tales como los equipos de cogeneración, de recuperación de calor (que transfieren el calor residual a los distintos componentes) y los de refrigeración activadas térmicamente que utilizan el calor residual. El nivel de temperatura y el tipo de calor residual dependen de la capacidad o potencia de cogeneración.

Las configuraciones de trigeneración pueden clasificarse en básicas y avanzadas, las configuraciones básicas son aquellas en las cuales el equipo de refrigeración es activado indirectamente utilizando equipos de recuperación de calor. Estos equipos suelen usar agua caliente o aceite térmico como fluido térmico, habiéndose aumentado su temperatura gracias al calor residual de los gases de escape y del agua caliente proveniente de las camisas del motor en su caso. En las configuraciones de trigeneración básicas se utilizan sistemas de recuperación de calor como intercambiadores de calor tipo aire/agua, aire/aceite, agua/agua para producir agua caliente o aceite térmico; o generadores de vapor HRSG.

Por su parte, las configuraciones de trigeneración avanzadas son aquellas en donde los equipos de refrigeración térmica se activan directamente usando los gases de escape del sistema de cogeneración o de forma simultánea utilizando directamente los gases de escape y el agua caliente proveniente de las camisas de refrigeración del motor. En el Grafico 6. se muestra un esquema general de las posibles configuraciones de trigeneración formadas por tecnologías de cogeneración, equipos de recuperación de calor y tecnologías de refrigeración por absorción activadas térmicamente, dependiendo del nivel de temperatura del calor residual disponible.[6]

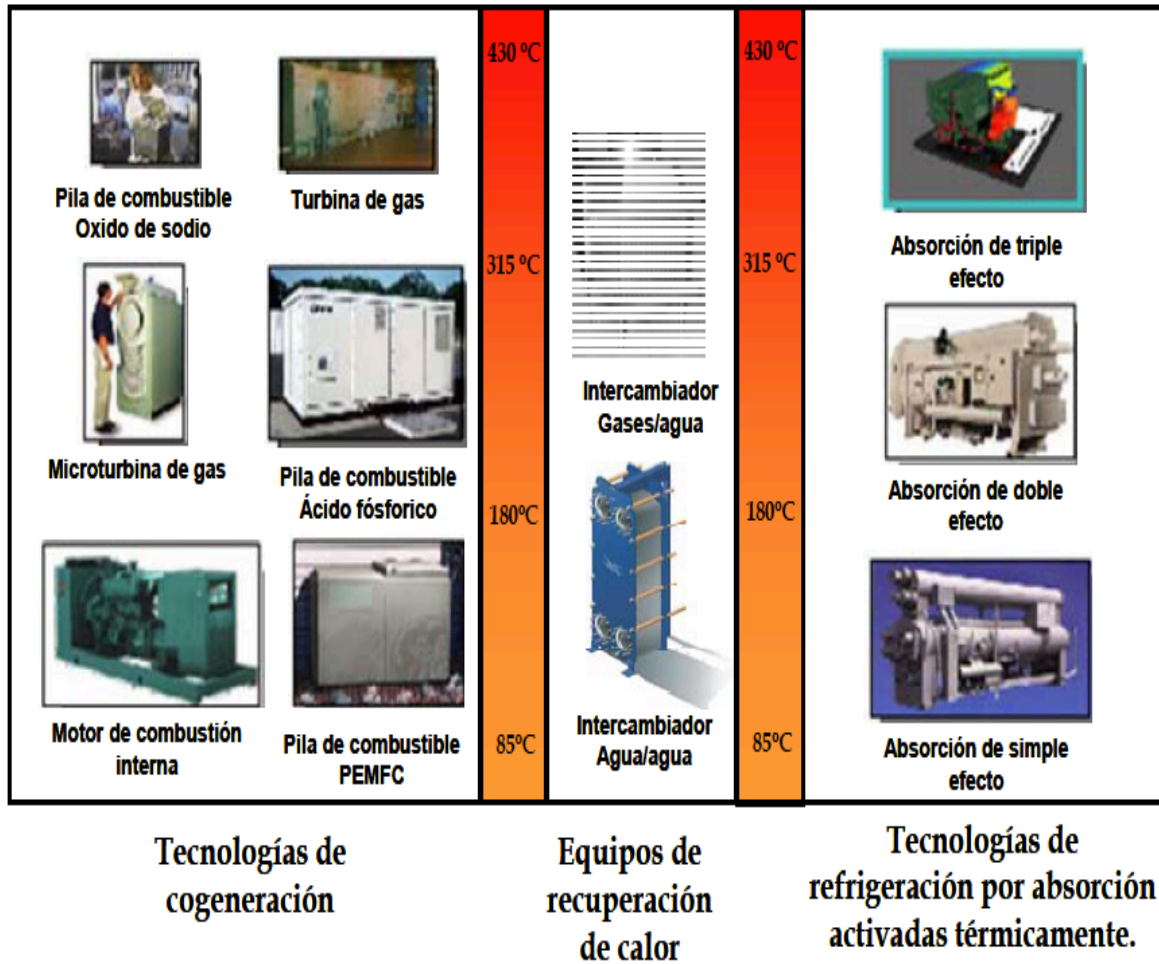


Grafico 7. Integración de equipos de recuperación y de refrigeración térmica en los sistemas de cogeneración en función de la temperatura del calor residual.

2.1 CICLOS DE GENERACIÓN DE POTENCIA

Los ciclos de generación de potencia se basan principalmente en el cambio de fase de un fluido a través de dispositivos cíclicos, los cuales tienen la función de transformar la energía cinética en energía eléctrica aprovechable. Los dispositivos o sistemas encargados de transformar la energía en potencia eléctrica se llaman maquinas térmicas (turbinas), y operan en los llamados ciclos termodinámicos de potencia, y estos a su vez se clasifican en ciclos de gas o de vapor dependiendo del fluido de trabajo. En los ciclos de gas, el fluido de trabajo permanece en su fase gaseosa durante todo el ciclo termodinámico, mientras que en los ciclos de vapor, el fluido de trabajo existe en fase de vapor durante una parte del ciclo y en fase líquida en otra parte.[7] Los ciclos de vapor y gas más representativos para la generación de potencia en las centrales termoeléctricas son:

2.1.1 CICLO RANKINE

Este es el ciclo más representativo de las centrales térmicas de vapor. Consiste principalmente en elevar la presión del agua por medio de una bomba luego evaporarla por medio de una caldera, este vapor es llevado a una turbina que aprovecha la energía cinética causada por la alta presión para transformarla en energía mecánica y luego ser aprovechada por el generador que la convierte en energía eléctrica. El vapor de baja presión que sale de la turbina es transformado a líquido a través de un condensador a la misma presión de salida de la turbina, luego el proceso de compresión lo efectúa la bomba la cual comprime el líquido hasta llevarlo a la presión de entrada a la caldera para continuar con el ciclo. Grafica 7. [9]

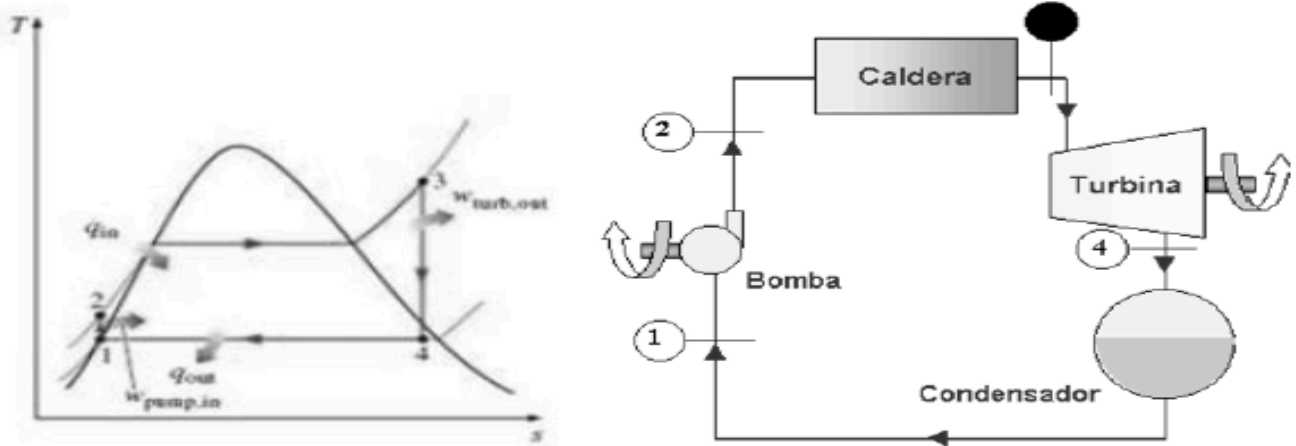


Grafico 8. Ciclo Rankine Simple

De manera general el ciclo Rankine consiste en:

1. Compresión isoentrópica en una bomba.
2. Adición de calor a presión constante en una caldera.
3. Expansión isoentrópica en una turbina.
4. Extracción de calor a presión constante en un condensador.

El agua entra a la bomba en el estado 1 como líquido saturado y se comprime isoentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión debido a una ligera disminución del volumen específico del agua, como se observa en el diagrama T-s entre los estados 1 y 2. [8]

El agua entra a la caldera como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es un intercambiador de calor donde el calor es suministrado mediante la quema de un combustible, el cual se transfiere al agua a presión constante. El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina y se expande isoentrópicamente para producir trabajo al hacer



girar un eje con alabes conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el

estado 4, para después entrar en el condensador. En este estado el vapor es húmedo con una alta calidad. Luego el vapor se condensa a presión constante en el condensador, que básicamente es otro intercambiador de calor que rechaza el calor a otro fluido de trabajo que puede ser agua o aire. El vapor sale del condensador como líquido saturado, el cual entra a la bomba para completar el ciclo. [10]

Basados en la primera ley de la termodinámica podemos decir que los cuatro componentes que conforman el ciclo Rankine son dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto los cuatro procesos que lo conforman pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Los cambios de energía potencial y cinética son pequeños en relación con el trabajo producido y la transferencia de calor, de manera que se pueden despreciar.

La eficiencia térmica de un ciclo de Rankine ideal puede entonces escribirse como:

$$n_t = \frac{w_t - w_b}{q_{entrada}} = \frac{h_3 - h_4 - v_{f,1}(P_2 - P_1)}{h_3 - h_2} \quad [1]$$



2.1.2 CICLO BRAYTON

En este ciclo de generación de potencia el aire se comprime al inicio en forma adiabática en un compresor rotatorio axial o en uno centrífugo. Seguidamente el aire entra en una cámara de combustión donde se inyecta y quema a presión esencialmente constante. Luego los productos de la combustión se expanden a través de una turbina hasta alcanzar la presión ambiente de los alrededores. Un ciclo compuesto por estos tres pasos recibe el nombre de ciclo abierto, ya que el ciclo en realidad no se completa. Los ciclos de las turbinas de gas reales son ciclos abiertos ya que se debe introducir aire en forma continua en el compresor. Si se desea evaluar un ciclo cerrado, los productos de la combustión que se han expandido a través de la turbina deben enviarse a través de un intercambiador de calor, donde este elimina el gas hasta que se obtiene la temperatura inicial. Grafico 8. [10]

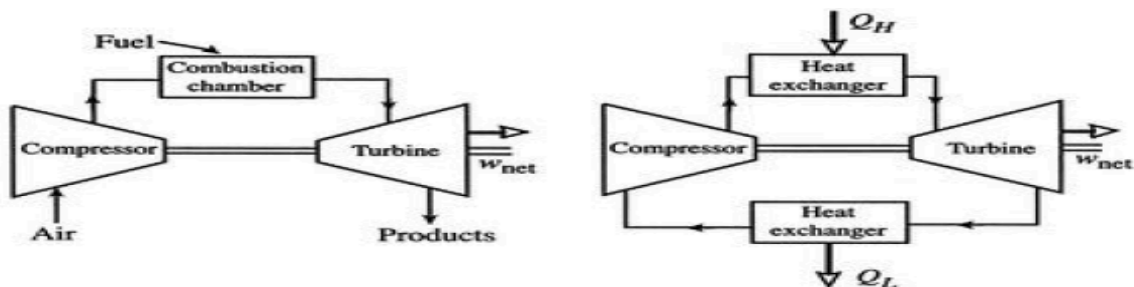
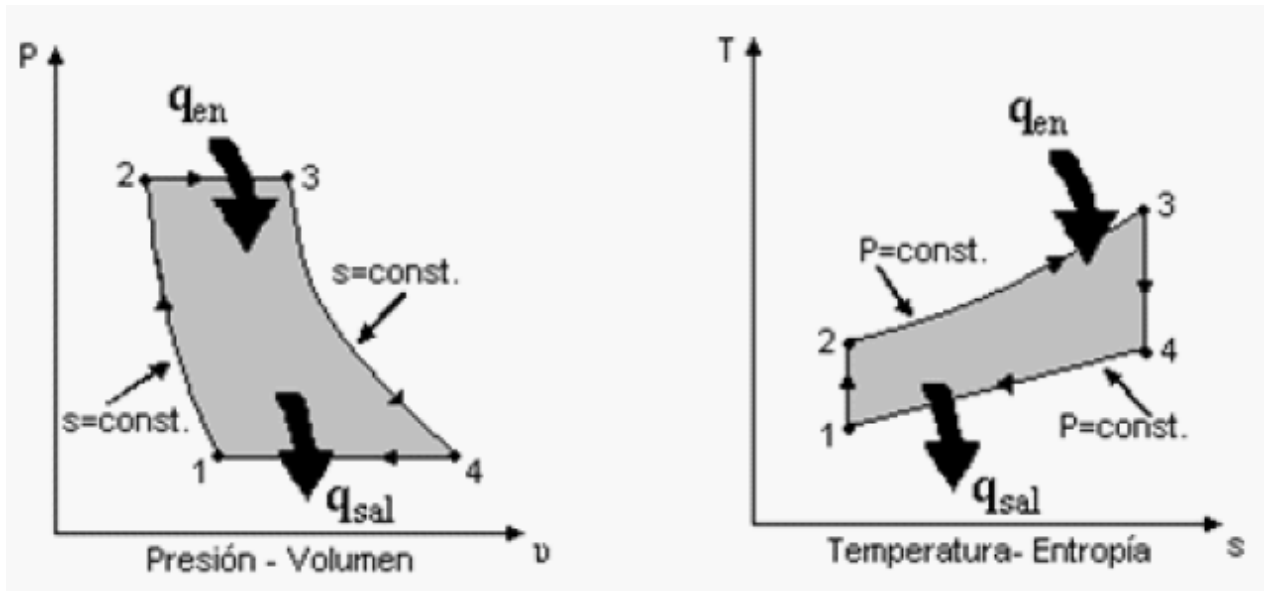


Grafico 9 .Ciclo Brayton abierto y cerrado [10]

En el momento de analizar los ciclos de turbina a gas, es útil emplear al principio un ciclo de aire estándar idealizado. A este ciclo se le conoce como ciclo Brayton, en honor al trabajo realizado por George Brayton en 1870. El ciclo cerrado de aire estándar de la turbina a gas se compone de cuatro procesos reversibles internamente, **Grafica 10.** [10]

1. Compresión adiabática
2. Adición de calor a presión constante
3. Expansión adiabática
4. Expulsión de calor a presión constante



Grafica 10. .Diagramas Pv y Ts del ciclo Brayton

En turbinas a gas el aire realiza dos importantes funciones: suministra oxidante necesario para la combustión del combustible y sirve como refrigerante para mantener la temperatura de diversos componentes dentro de los límites seguros. La segunda función se realiza al extraer más aire del necesario para la combustión completa del combustible. En turbinas de gas una relación de masa de aire y combustible de 50 o mayor es muy común.

Considerando que no hay cambios considerables en la energía cinética, la eficiencia térmica del ciclo ideal está dada por:

$$n_{t_{Brayton}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{h_{4s} - h_1}{h_3 - h_{2s}}$$

En donde el índice “s” denota un estado de salida isoentropico. [10]

2.2 TIPOS DE PLANTAS DE COGENERACIÓN

Existen diversos tipos de plantas con las cuales se puede dar la cogeneración, en dependencia de su funcionamiento y/o componentes, a continuación se explicaran algunos de ellos:

2.2.1 COGENERACIÓN CON TURBINAS A GAS

En los sistemas con turbina de gas se quema combustible en un turbogenerador. Parte de la energía se transforma en energía mecánica, que se transformara con la ayuda del alternador en energía eléctrica.[11] Su rendimiento eléctrico es normalmente inferior al de los motores alternativos, pero presentan la ventaja de que permiten una recuperación fácil de calor, que se encuentran concentrados en su práctica totalidad en los gases de escape, que están a una temperatura de unos 500°C, idónea para producir vapor en una caldera de recuperación. [13] Cuando se presenta el denominado ciclo simple, el sistema consta de una turbina a gas y una caldera de recuperación, generándose vapor directamente a la presión de utilización en la planta de proceso asociada a la cogeneración. Su aplicación es adecuada cuando las necesidades de vapor son importantes (10t/h), situación que se encuentra fácilmente en numerosas industrias. Son plantas de gran fiabilidad y económicamente rentables a partir de un determinado tamaño y si tiene un importante número de horas de funcionamiento con demanda de calor continua. [13]

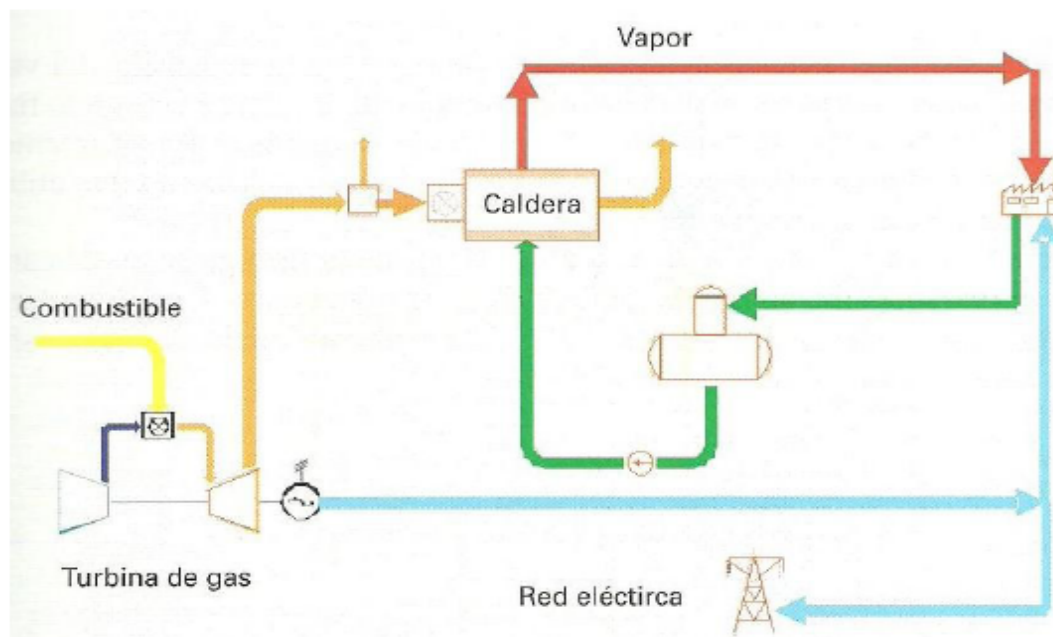
Si la demanda de vapor (o calor de una forma más general) es mayor que la que pueden proporcionar los gases de escape, puede producirse una cantidad adicional utilizando un quemador de postcombustión, introduciendo combustible directamente a un quemador especial, con el que cuenta la caldera. Esto puede hacerse porque los gases de escape son aun suficientemente ricos en oxígeno. Por el contrario, el escape de un motor alternativo tiene un contenido de oxígeno menor del que permite una combustión segura, por lo que es necesario enriquecerlo previamente en oxígeno, si se quiere hacer la postcombustión y ante



esta dificultad, se suele optar por mantener calderas auxiliares de reserva para el caso de necesidades suplementarias de calor. [13]

Existe la posibilidad de aprovechar directamente el calor de los gases de escape sin hacerlos pasar por una caldera. El gas de escape puede ser utilizado en aplicaciones tales como secaderos, bien aplicando directamente el gas de escape sobre el material a secar o a través de un intercambiador gas-aire. [13]

La crisis energética presentada en 1973, conllevó al incremento notable de las centrales termoeléctricas con ciclo combinado en modo de cogeneración, ya que representa un ahorro en el capital de la empresa y además una reducción considerable en la afectación del ambiente, en comparación con las turbinas a vapor convencionales.



Grafica 11. Esquema de cogeneración con turbinas a gas [13]

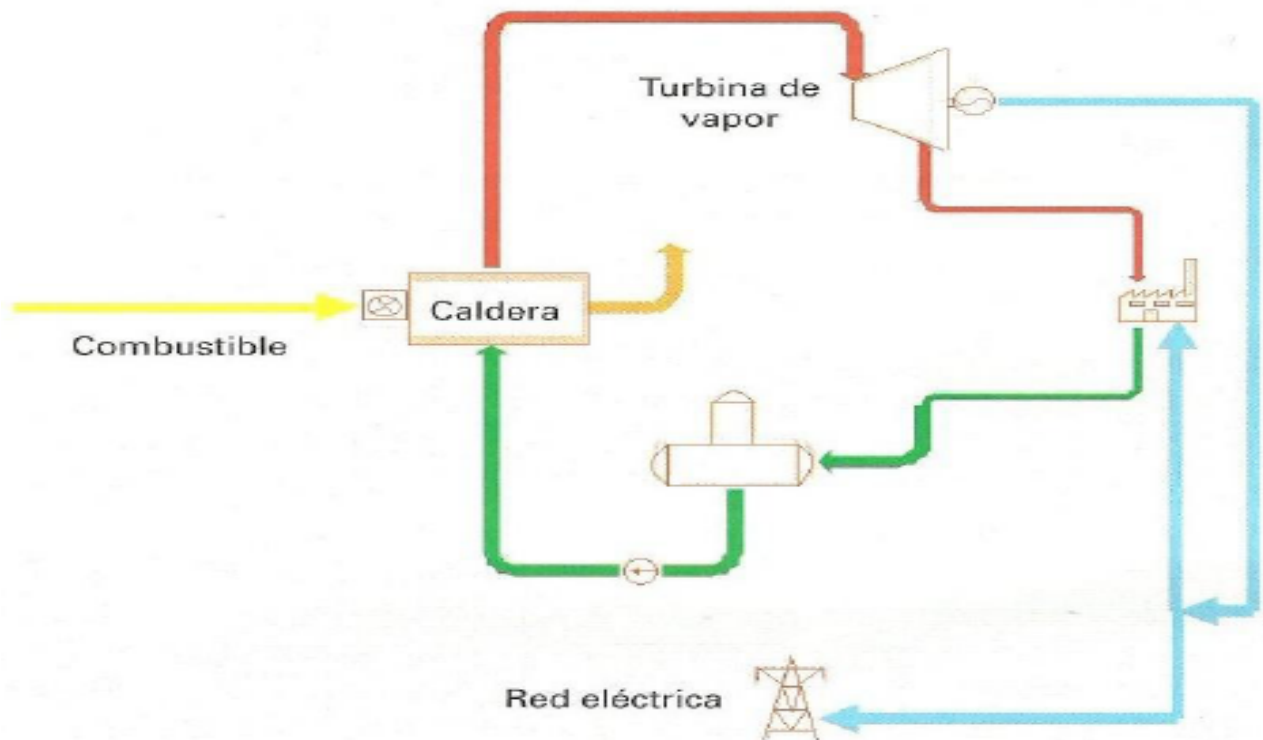


Imagen 2. Bloque de cogeneración con turbina a gas en la empresa ABOCOL-Cartagena.

2.2.2 COGENERACIÓN CON TURBINA DE VAPOR

En estos sistemas, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional. El uso de este ciclo fue el primero en cogeneración. Actualmente su aplicación ha quedado prácticamente limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa y residuos. [13]

Dependiendo de la presión de salida del vapor de la turbina se clasifican en turbinas a contrapresión, en donde esta presión está por encima de la atmosférica, y las turbinas a condensación, en las cuales ésta está por debajo de la atmosférica y han de estar provistas de un condensador. [13]



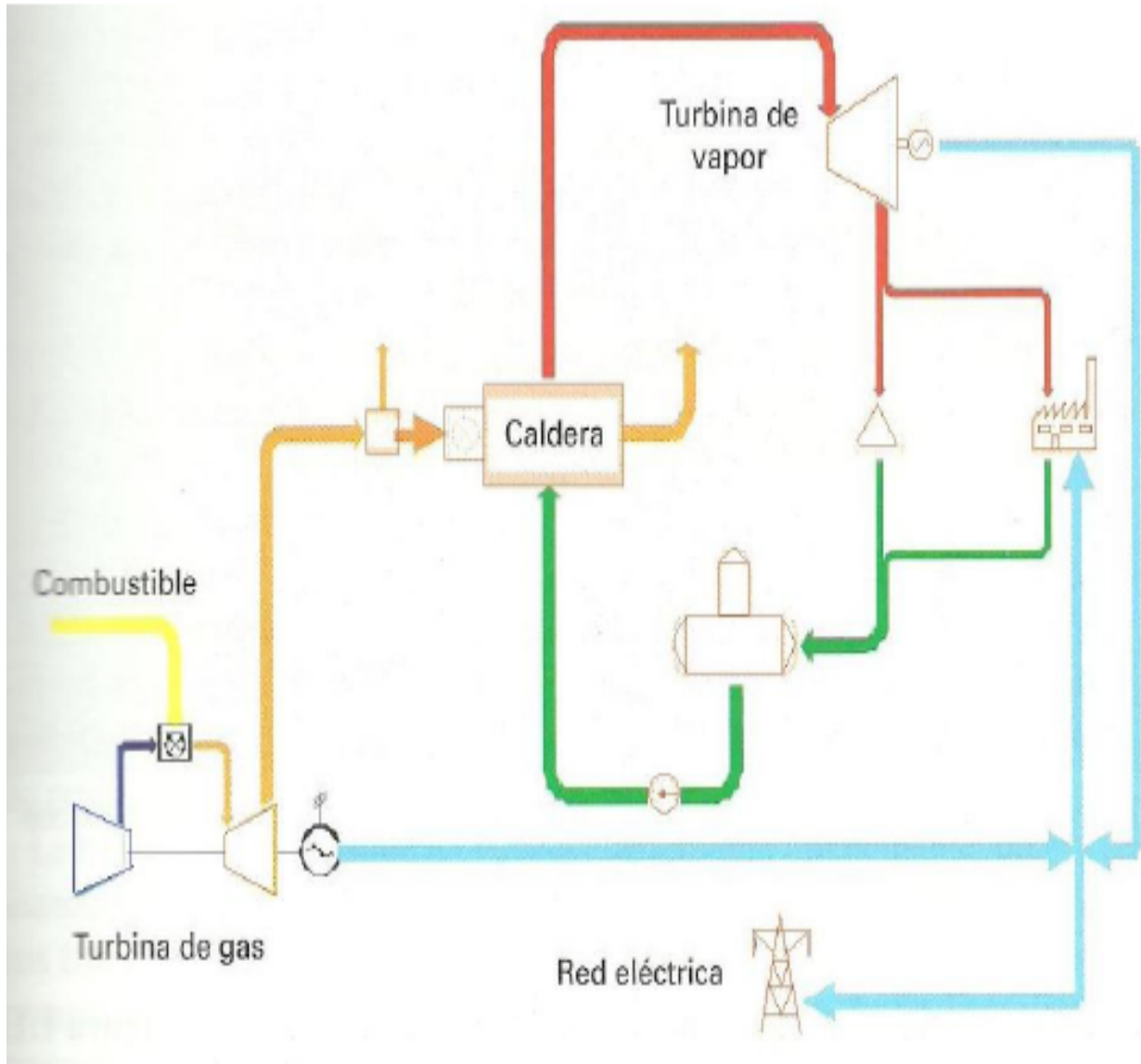
Grafica12. Esquema de cogeneración con turbina de vapor [13]

2.2.3 COGENERACIÓN EN CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS

La aplicación conjunta de una turbina de gas y una turbina de vapor es a lo que se le denomina ciclo combinado. Los gases de escape de la turbina atraviesan la caldera de recuperación, donde se produce vapor a alta presión. Este vapor se expande en una turbina de vapor produciendo una energía eléctrica adicional. El escape de la turbina será vapor de baja presión, que puede aprovecharse como tal o condensarse en un condensador presurizado, produciendo agua caliente o agua sobrecalentada, que será utilizado en la industria asociada. En este tipo de ciclo, si la demanda de calor disminuye, el vapor sobrante en el escape de la turbina puede condensarse, con lo que toda la energía de los gases no se pierde sino que al menos se produce cierta cantidad de electricidad. [14]

En un ciclo combinado con turbina de gas el proceso de vapor es esencial para lograr la eficiencia del mismo. La selección de la presión y la temperatura del vapor vivo se hacen en función de las condiciones de los gases de escape de la turbina de gas y de las condiciones de vapor necesarias para la fábrica. Por ello se requiere una ingeniería apropiada capaz de diseñar procesos adaptados al consumo de la planta industrial asociada a la cogeneración, que al mismo tiempo dispongan de gran flexibilidad que posibilite su trabajo eficiente en situaciones alejadas del punto de diseño. [9]

Una variante del ciclo combinado expuesto, en el que la turbina de vapor trabaja a contrapresión es el ciclo combinado a condensación, en el que el aprovechamiento del calor proveniente del primer ciclo se realiza en la turbina de vapor, quedando ésta como elemento final del proceso. El vapor de salida se condensa en un condensador que trabaja a presión inferior de la atmosférica, para que el salto térmico sea el mayor posible. [15]



Grafica13. Esquema de cogeneración en ciclo combinado con turbina a gas
[13]

3. COMPONENTES CICLO DE TRIGENERACIÓN CON TURBINA A GAS (TG), CALDERA RECUPERADORA DE CALOR (HRSG) Y CHILLER DE REFRIGERACIÓN

3.1 COMPRESORES

Un compresor es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tal como lo son los gases y los vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

Al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos, pero a diferencia de las primeras que son máquinas hidráulicas, éstos son máquinas térmicas, ya que su fluido de trabajo es compresible, sufre un cambio apreciable de densidad y, generalmente, también de temperatura; a diferencia de los ventiladores y los sopladores, los cuales impulsan fluidos compresibles, pero no aumentan su presión, densidad o temperatura de manera considerable. En general, los compresores son necesarios en todo sistema de alimentación con circulación forzada, en donde se requiera aumentar la presión de un fluido compresible. [16]

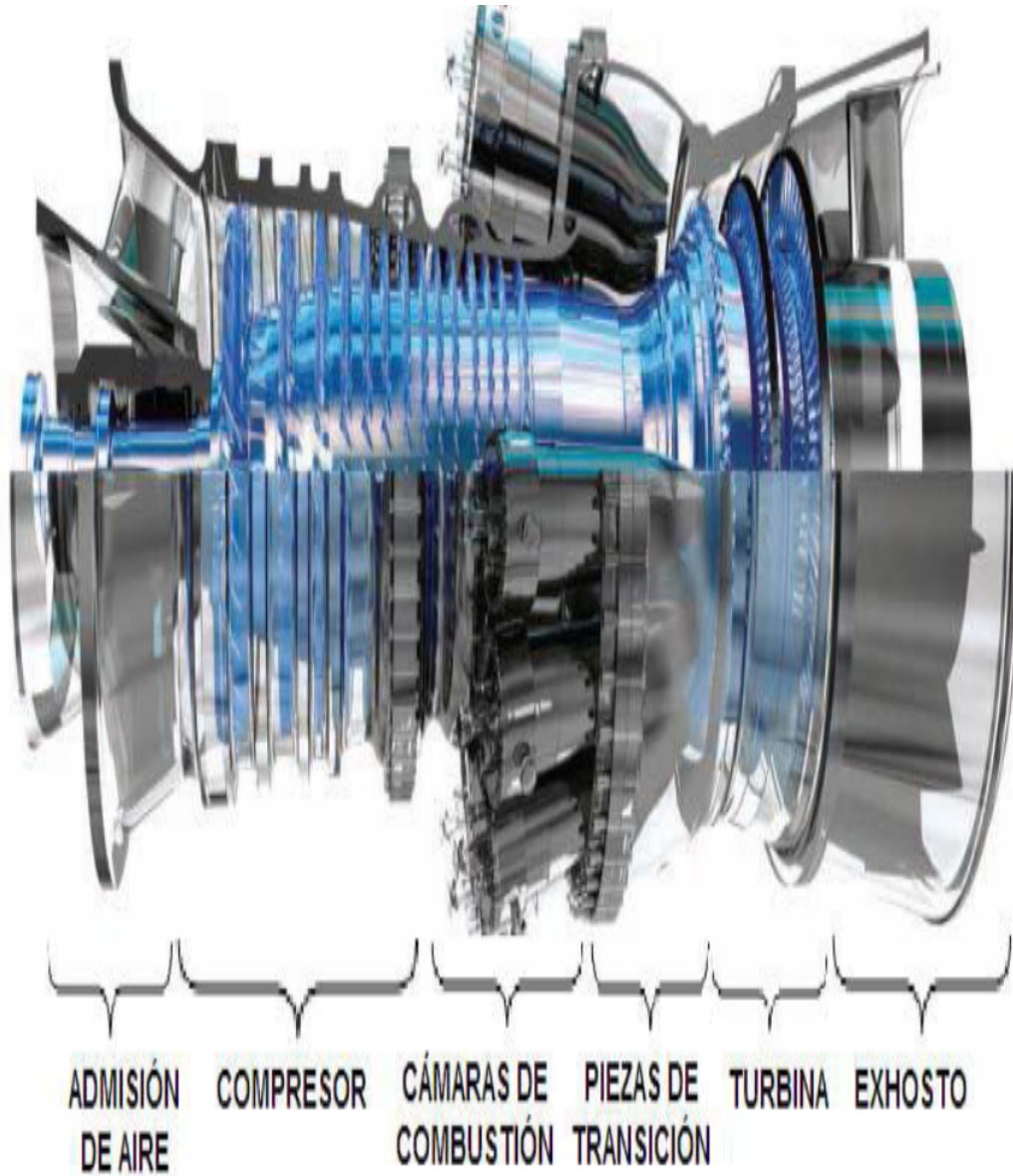


Imagen 3.Compresor, cámara de combustión y turbina a gas



Imagen 4.Compresor empresa ABOCOL-Cartagena

Debido a la gran cantidad de usos que tienen este tipo de maquinas, se clasifican de manera general en:

- Turbocompresores
- Compresores reciprocantes o de pistón
- Compresores rotativos positivos y bombas de vacio

En el caso específico del presente trabajo, se abordara solo la explicación de del funcionamiento y características de los turbocompresores.

En la industria de la generación de energía eléctrica, los turbocompresores son las maquinas encargadas de comprimir el aire y están constituidos principalmente por un rotor provisto de alabes, que gira sobre una carcasa de hierro fundido herméticamente cerrada de forma que pueda producirse un gradiente de presión entre la entrada y la salida de la maquina en virtud de la acción de los alabes del rotor sobre el fluido, es decir, estas maquinas operan con gradientes de presión dinámica. Según la dirección del flujo los turbocompresores pueden ser clasificados de dos maneras: centrífugos o radiales y axiales. [6]



3.1.1 TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS O RADIALES

En este caso de turbocompresores, el fluido de objeto de compresión entra al ojo de la tobera de admisión en dirección axial hasta alcanzar la parte central del impulsor, el cual obliga a un recorrido radial hacia fuera por los ductos divergentes entre alabes, ganando presión tanto por efecto de la acción centrífuga como por el cambio de velocidad relativa. El difusor o caja espiral, recoge el fluido a la salida del impulsor dirigiéndolo hacia la descarga, reduciendo su velocidad y aumentando su presión. De esta forma se gana en presión, tanto en el impulsor como en el difusor.[16]

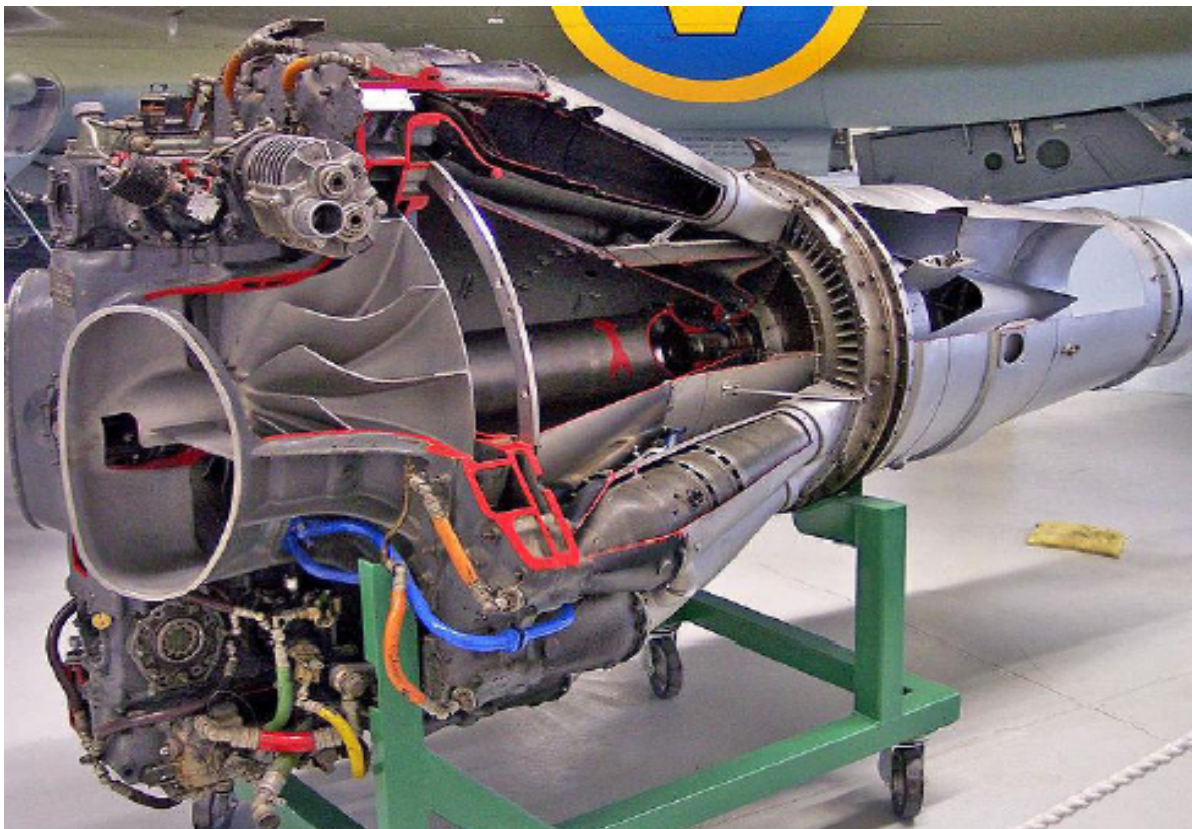


Imagen 5. Turbocompresor centrífugo o de flujo radial. [24]

3.1.2 TURBOCOMPRESORES AXIALES

El turbocompresor axial es una maquina rotativa esencialmente constituida por un rotor provisto de alabes, y un estator de alabes fijos a la carcasa que sirven de difusor y de directores de flujo, en el cual el fluido recorre la maquina en sentido axial y no cambia de sentido como en los centrífugos de flujo radial. La acción reciproca de alabes fijos y móviles determina en el fluido una ganancia en la carga de presión a expensas de la velocidad. La maquina es de las de tipo dinámico y debe trabajar en ducto cerrado para lograr el gradiente de presión deseada. [6]

El fluido que entra a un turbocompresor axial es guiado por una corona de alabes directores, hacia la primera corona de alabes del rotor donde la maquina comunica al fluido una energía tanto bajo la forma de presión como de velocidad. El rotor descarga el fluido sobre la corona de alabes del estator, en la cual, la energía de velocidad ganada en el rotor se convierte teóricamente en energía de presión, en virtud del efecto de difusión que se opera en los ductos divergentes entre alabes. El estator no solo hace de difusor sino que sirve también de guía del fluido al rotor siguiente, para una incidencia correcta de aquel sobre los alabes de este. Un rotor y un estator constituyen un escalonamiento. A la salida del ultimo escalonamiento existe una corona de alabes estacionarios para la guía del fluido. [17]

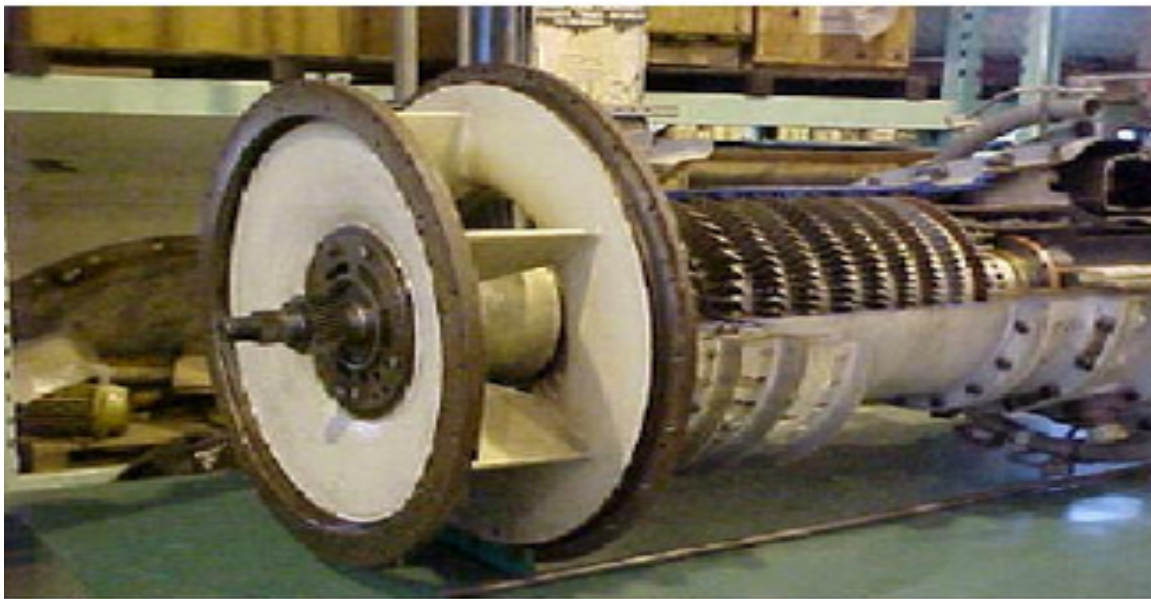
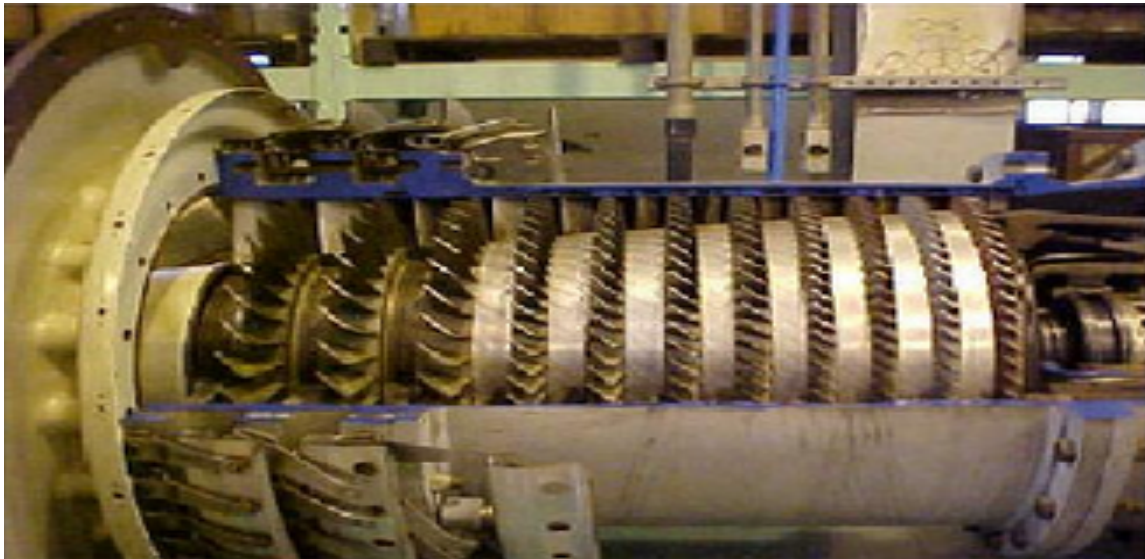


Imagen 6. Turbocompresor axial de 11 etapas [15]



3.1.2.1 TURBOCOMPRESORES AXIALES-RADIALES

Este tipo de turbocompresores es un compresor moderno que permite combinar alto gasto volumétrico (40 a 150m³/s) con relativa alta presión de descarga (alrededor de 8 a 10 bar). La primera fase de compresión lógicamente se efectúa con la forma axial que permite gastos volumétricos más grandes reduciendo el volumen del fluido por la compresión, para después pasar a los escalonamientos centrífugos para llevarlo a las presiones más altas. Por ello, el rendimiento de este tipo de compresor es muy elevado al combinar alto flujo y alta presión. [18]

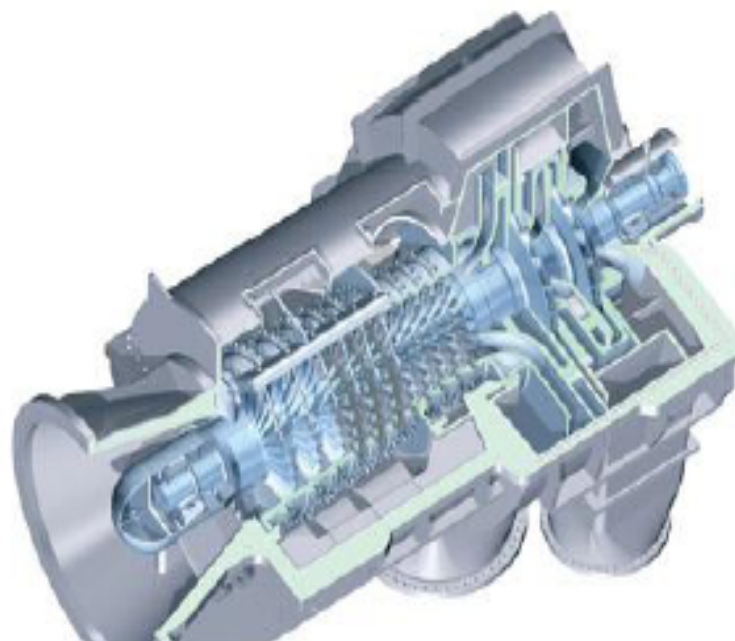


Imagen7. Turbocompresor axial-radial, con 11 etapas axiales, radiales

3.2 CAMARA DE COMBUSTION

La cámara de combustión o combustor, es un calentador de aire de fuego directo en el cual el combustible se quema casi estequiometricamente con un tercio o menos del necesitado en función del aire descargado del compresor. A la cámara de combustión ingresa aire a alta presión proveniente del compresor para elevarle la temperatura por medio de la quema de un combustible y enviarlo a la entrada de la turbogas. [19]

Existen muchos tipos de combustores pero los más importantes son los tubulares, tubo-anulares y anulares. A pesar de que hay muchos y diferentes diseños todas las cámaras de combustión de las turbinas a gas tienen 3 características: zona de circulación, zona de quemado y zona de dilución. La función de la zona de recirculación es la de evaporar, en parte quemar y preparar el combustible para una combustión rápida en la zona de la quema. Al final de la quema del combustible es posible que todo el combustible se haya quemado entonces la zona de dilución se encarga de mezclar el excedente del aire con los gases de la combustión. [6]



Imagen 8. Cámara de combustión de la empresa Abocol-Cartagena [6]

En el proceso de inyección del aire se pueden resaltar 3 fases, como lo son: aire primario, aire secundario ya aire terciario.

El aire primario lo constituye entre un 15 y 20% del aire total suministrado, conformando una mezcla rica con el propósito de alcanzar una temperatura elevada y a la vez una combustión rápida. El aire secundario corresponde a un 30% aproximadamente, y se introduce a través de orificios hechos al tubo de la llama para completar la combustión. Para conseguir un rendimiento elevado se hace necesario que estas inyecciones de aire se realicen en puntos adecuados con el fin de no enfriar localmente la llama. Por ultimo, el aire terciario (aire restante) que constituye entre un 50 y 55%, este aire se mezcla con los productos de la combustión en la zona de dilución, con el objeto de disminuir su temperatura hasta la temperatura requerida por la turbina. [6]



3.3 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. [20]



Imagen 9. Turbina de expansión para procedimientos de hidrocarburos gaseosos.

3.4. CALDERA 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. [21]

3.4.1 CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS A 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 pirotubulares (los gases recorren tubos rodeados por el agua). En el caso de nuestras HRSG de la planta de servicios industriales tenemos calderas acuotubulares.

3.4.1.1 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)

3.4.1.2 CALDERAS PIROTUBULARES

Son aquellas donde toda la transferencia de calor se efectúa por el paso de los gases calientes de la combustión a través de tubos sumergidos en agua. El agua y el vapor están contenidos en una carcasa simple de forma cilíndrica.

3.4.2 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)

3.4.3 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*: Ocurre 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). [22]



Imagen 10. Caldera HRSG de la empresa ABOCOL-Cartagena

4. TECNOLOGÍAS PARA ENFRIAMIENTO DEL AIRE A LA ENTRADA DEL COMPRESOR

CHILLER

El enfriador de agua ó chiller es un caso especial de máquina de refrigeración cuyo cometido es enfriar un medio líquido, generalmente agua. En modo bomba de calor también puede servir para calentar ese líquido. El evaporador tiene un tamaño menor que el de los enfriadores de aire, y la circulación del agua se proporciona desde el exterior mediante bombeo mecánico.

Son sistemas muy utilizados para acondicionar grandes instalaciones, edificios de oficinas y sobre todo aquellas que necesitan simultáneamente climatización y agua caliente sanitaria (ACS), por ejemplo hoteles y hospitales. El agua enfriada, se usa posteriormente para:

Refrigerar maquinaria industrial, Plantas de procesos químicos y de alimentos, Centros de Cómputo, Procesos de acondicionamiento de aire en grandes instalaciones. El agua -generalmente fría- es conducida por tuberías hacia una Unidad manejadora de aire y/o hacia unidades terminales denominadas Fancoils o ventilosconvectores, Producir agua para duchas y calentar piscinas[23]

4.1 REFRIGERACION POR COMPRESION

La 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. 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 y hacerlo líquido de nuevo. 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 sub enfriamiento 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 en estado líquido, puede evaporarse Es así como la máquina frigorífica de refrigeración por compresión desplaza la energía 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.[32]



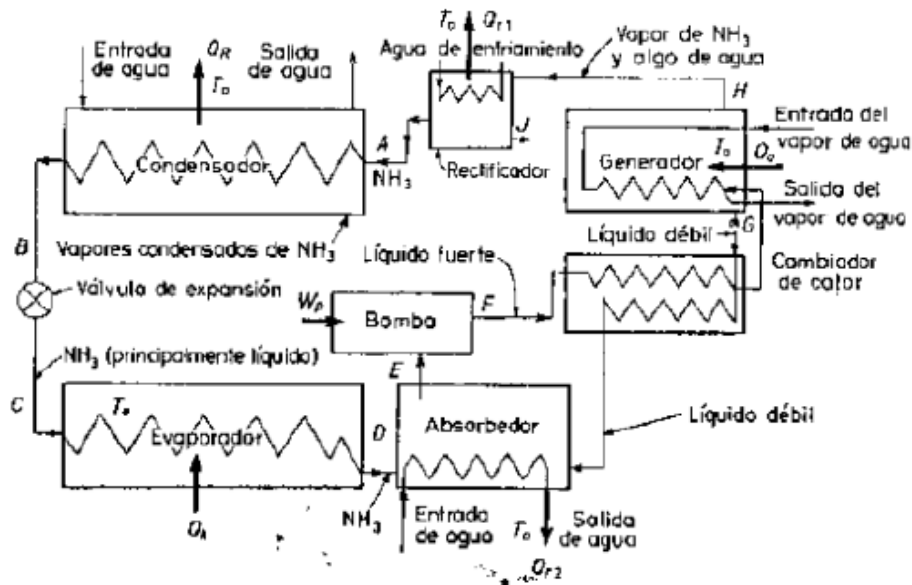
4.2 .REFRIGERACION POR ABSORCIÓN

os 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 para bombear una masa determinada de gas o de vapor es mucho mayor que el necesario para bombear una masa igual de líquido. [33]

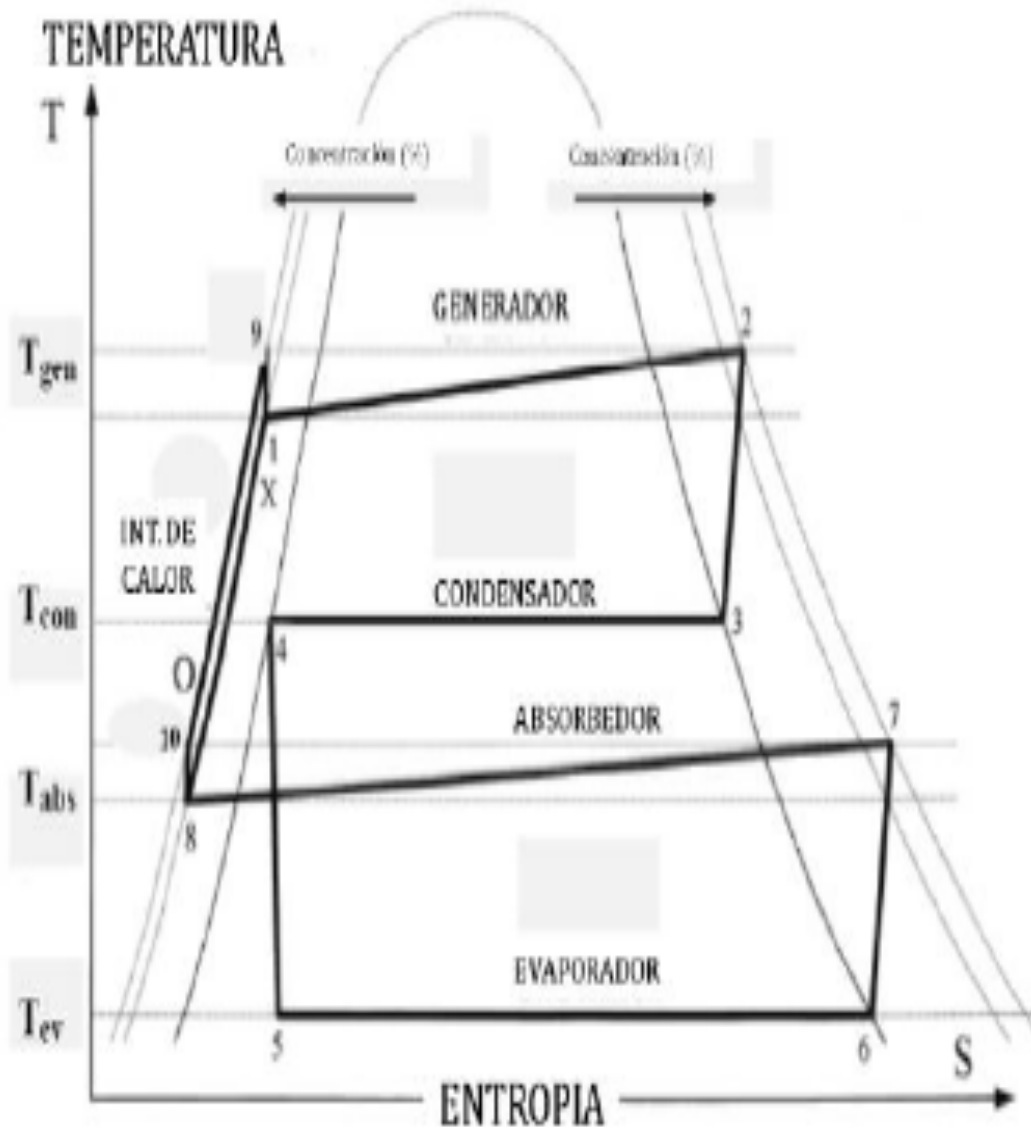
Los elementos esenciales de un sistema de absorción de amoníaco-agua (refrigerante-absorbente) se indican en la **Grafica 13** nótese que en lugar del compresor de los sistemas convencionales de refrigeración por compresión, existen una serie de complicados dispositivos (relativamente hablando). Empezando 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 frio, C a D. Después de salir del espacio frio, el vapor entra a un absolvedor. Como el agua disuelve el amoníaco, el agua del absolvedor 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 absolvedor, 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. [24]



Grafica 14. Esquema del sistema de refrigeración amoníaco –agua de absorción



Grafica 15. Diagrama T-S del ciclo de refrigeración por absorción

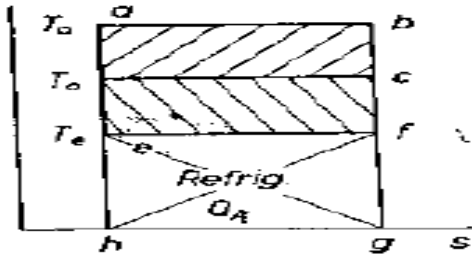


4.2.1 RENDIMIENTO

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[34]

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

Supongamos que el calor Q_a transmitido a la temperatura 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 **Grafica 16**. Su rendimiento térmico es:



Grafica 16. Diagrama T-S 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 15** 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 $efgh$ 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 Q_A/Q_a es para los límites de temperatura especificados se convierte en:[26]

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

Donde:

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

T_e = Temperatura constante en el evaporador

Ventajas :

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

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.

4.3 REFRIGERACION 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. [27]

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.

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.[30]



Imagen 11.Fotografía de equipos de refrigeración por Adsorción



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

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

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[5]:

- RPM normales -3.600.
- RPM máximo -3.888. (no hay disparo)
- RPM mínimo -3.312
- RPM Velocidad critica- 2.215
- 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



5.2 TURBOGAS

La turbina a gas en Abocol está localizada 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.[28]



Imagen 13.bloque cogenerador con tubina a gas TG y caldera recuperadora de calor HRSG del área de servicios industriales de la empresa ABOCOL-Cartagena.

5.2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

El aire succionado por el compresor se comprime, se añade gas combustible 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. [35]

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.

5.3 PROCEDIMIENTO DE GENERACIÓN DE VAPOR EN LA EMPRESA

ABOCOL-CARTAGENA. La generación de vapor en la empresa ABOBOL-Cartagena , está conformada por cuatro calderas acuotubulares, este sistema vapor de 600 psi a 825°f para ser utilizado en las áreas de generación eléctrica, ácido nítrico- nan-2, amoniaco y planta sur.

Estas unidades trabajan con gas natural y gases residuales producto de la combustión del Turbina a gas la mayor parte del agua de alimentación, es condensado recuperado del vapor que ha hecho su trabajo en el turbo-vapor, 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 Pre-calentador del Área de Amoniaco ó de la primera extracción del Turbo-vapor 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 sobre-calentador 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. [36]

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 Turbo-gas 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 sobre-calentador primario donde es atemperado de acuerdo a la temperatura requerida del vapor a la salida, luego pasa al - secundario para aprovechar la temperatura de los gases del hogar, producto de los gases de combustión del Turbo-gas.

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 sobre-calentadores. Posee equipos interiores llamados separadores que ayudan a la eficiente separación de la mezcla. [18].

6. POSIBLES CAUSAS DE LA VARIACIÓN DE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS DE LA PLANTA DE SERVICIOS INDUSTRIALES DE ABOCOL

Los indicadores energéticos pueden variar ampliamente, pues estos son muy sensibles a pequeños cambios en los parámetros de funcionamiento, haciéndolos perder o ganar eficiencia en el sistema; estas demandas cambiantes pueden estar influenciadas por muchos factores, los más representativos son:

6.1.FALLAS-MECÁNICAS

Las fallas mecánicas en las plantas de amoníaco y ácido nítrico son una de las causas más comunes de pérdida 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 específico 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.[37]

6.2. 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 más altos de los normales y la planta usa más 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 en el mejor de los casos se pueden corregir en el camino, alargando más este periodo de funcionamiento ineficiente. [7]



7. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE INDICADORES ENERGÉTICO EN EL BLOQUE.

En esta sección analizaremos el sistema o bloque que funciona actualmente en la planta elemento por elemento como lo son:

- COMPRESOR.
- CÁMARA COMBUSTIÓN.
- TURBINA.
- CALDERA HRSG.

7.1. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL COMPRESOR.

7.1.1. CALCULO DEL TRABAJO REAL DEL COMPRESOR.

En el compresor calcularemos un trabajo real que se calculo con datos tomados en la planta y también se calculo un trabajo adiabático que es una aproximación al trabajo real.

$$W_{real} = Q_{tg} - p_e ; (1)$$

Donde:

W_{real} : *trabajo real del compresor (kw)*

Q_{tg} : *Energia que se le entrega a la turbina (kw)*

p_e : *Potencia electrica generada por la planta(kw)*



7.1.2. CALCULO DEL TRABAJO ADIABÁTICO DEL COMPRESOR

Siendo el trabajo adiabático un cálculo muy aproximado al trabajo real del compresor basándonos en una constante que aproxima al funcionamiento real ya que utilizamos constante universal del gas y constante isentropica por esto multiplicamos el flujo de aire por un factor de corrección.

$$W_{adiabatico} = R * T_{ent} * \dot{m}_{aire} * \frac{k}{k-1} * \left[\frac{p_{sal}^{\frac{k-1}{k}}}{p_{ent}} - 1 \right]; \quad (2)$$

Donde:

R : Constante universal del gas ($\frac{kJ}{kg K}$)

T_{ent} : temperatura de entrada al compresor (K)

\dot{m}_{aire} : flujo de aire que entra al compresor ($\frac{kg}{s}$)

p_{sal} : presión de salida del compresor (psi)

p_{ent} : presión de entrada del compresor (psi)

k : constante para un proceso isentropico ($\frac{C_p}{C_v} = 1,4$)



7.1.2.1. CALCULO DEL FLUJO DE AIRE

Para el trabajo adiabático se realizo un análisis a distintos flujos de aire ya que el flujo de aire no pudo ser tomado en campo se realizo un calculo donde se afecto por un factor que corregía el calculo del flujo del aire a la temperatura del medio.

$$\dot{m}_{aire} = \dot{m}_{comb} * HHV * \lambda * A * f_t ; (3)$$

Donde:

\dot{m}_{comb} : flujo de combustible que ingresa al combustor $\left(\frac{kg}{s}\right)$

HHV: poder calorifico superior $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

λ : constante del exceso del aire $\left(\frac{21}{21 - \alpha}\right)$, $\alpha =$ exceso del aire

A: aire teorico requerido $\left(\frac{kg}{kJ}\right)$

f_t : factor de correccion a determinada temperatura $\left(\frac{T + 273}{273}\right)$, $T = ^\circ C$

7.1.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR.

Habiendo calculado el trabajo real y adiabático calculamos una eficiencia real del compresor la cual va ser igual.

$$n_{comp_real} = \frac{W_{adiabatico}}{W_{real}} ; (4)$$



7.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.

7.2.1. CALCULO DE LA TEMPERATURA DE LLAMA.

En la cámara de combustión se calculo una temperatura de llamar para poder determinar la temperatura de salida después de la combustión que se genera en la cámara de combustión.

$$T_c = \frac{LHV + (A * \lambda * HHV * Cp_{aire} * T_{sal})}{A * \lambda * HHV * Cp_{gas}} ; (5)$$

Donde:

LHV : poder calorifico inferior $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

HHV : poder calorifico superior $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

A : aire teorico requerido $\left(\frac{kg}{kj}\right)$

λ : constante del exceso del aire $\left(\frac{21}{21 - \alpha}\right)$, α = exceso del aire

T_{sal} : temperatura de salida al compresor (K)

Cp_{aire} : calor especifico del aire $\left(\frac{kJ}{kg K}\right)$

Cp_{gas} : calor especifico del gas $\left(\frac{kJ}{kg K}\right)$



7.2.2 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES CALORÍFICAS 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 cálculo 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 espectro gráficos, 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.

7.2.3. CALCULO DEL FLUJO DE GAS.

Flujo de salida en la cámara de combustión esta compuesto por el flujo de aire que entra mas el flujo de combustible obteniendo un flujo de gas.

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{comb} ; (6)$$



7.3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO EN LA TURBINA.

7.3.1. CALCULO DE LA ENERGÍA ENTREGADA A LA TURBINA.

$$Q_{tg} = \dot{m}_{gas} * [Cp_{ent} * T_{ent} - Cp_{sal} * T_{sal}] ; (7)$$

Donde:

Q_{tg} : energía entregada a la turbina $\left(\frac{kJ}{s}\right)$

T_{ent} : temperatura de entrada a la turbina o salida del combustor (K)

T_{sal} : temperatura salida de la turbina (K)

Cp : calor específico dependiendo a la temperatura $\left(\frac{kJ}{kg K}\right)$

\dot{m}_{gas} : flujo de gas que entra a la turbina $\left(\frac{kg}{s}\right)$



7.3.2. CALCULO DEL HEAT RATE.

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 utilizamos la norma ASME PTC 22.

$$HR = \frac{q_r}{p_e} ; (8)$$

Donde:

HR: heat rate $\left(\frac{kJ}{kW s}\right)$

q_r = consumo de energía de la turbina $\left(\frac{kJ}{s}\right)$

p_e: potencia eléctrica (kw)



7.3.2.1. CALCULO DEL CONSUMO DE CALOR.

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

$$q_r = V_{ng} * LHV * d ; (9)$$

Donde:

$$q_r = \text{consumo de energía de la turbina } \left(\frac{kJ}{s}\right)$$

$$V_{ng}: \text{flujo volumetrico del combustible } \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

$$LHV: \text{poder calorifico inferior } \left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$d: \text{densidad del combustible } \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$



7.3.2.2. CALCULO DEL FLUJO VOLUMÉTRICO DE COMBUSTIBLE.

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:

$$V_{ng} = \frac{\dot{m}_{comb}}{d} ; (10)$$

Donde:

V_{ng} : *flujo volumetrico del combustible* ($\frac{m^3}{s}$)

\dot{m}_{comb} : *flujo del combustible* ($\frac{kg}{s}$)

d : *densidad del combustible* ($\frac{kg}{m^3}$)



7.3.3. CALCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO 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:

$$W_s = \frac{V_{ng}}{p_e} ; (11)$$

Donde:

W_s : consumo específico de combustible $\left(\frac{m^3}{kw \ s}\right)$

V_{ng} : flujo volumetrico del combustible $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

p_e : potencia electrica (kw)



7.3.4.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA ELÉCTRICA EN LA TURBINA.

Para el cálculo de la eficiencia eléctrica de la turbina es la relación de la potencia eléctrica generada por el consumo de calor de la turbina; se calcula con la siguiente ecuación.

$$n_{tg_el} = \frac{p_e}{q_r}; (12)$$

Donde:

n_{tg_el} : eficiencia electrica de la turbina (%)

p_e : potencia electrica (kw)

q_r = consumo de energia de la turbina ($\frac{kJ}{s}$)



7.3.4.2. CALCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA EN LA TURBINA.

Para el cálculo de la eficiencia térmica de la turbina es la relación de la energía que se entrega a la turbina por el consumo de calor de la turbina; Se calcula con la siguiente ecuación.

$$n_{tg_ter} = \frac{Q_{tg}}{q_r} ; (13)$$

Donde:

n_{tg_ter} : eficiencia electrica de la turbina (%)

q_r = consumo de energia de la turbina ($\frac{kJ}{s}$)

Q_{tg} : energia entregada a la turbina ($\frac{kJ}{s}$)



7.4. METODOLOGÍA DE CÁLCULO EN LA CALDERA HRSG

7.4.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA 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 perdidas; 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:

$$n_{CB} = \frac{\dot{m}_{vap} * (h_{vap} - h_{aa})}{\dot{m}_{gas} * (Cp_{ent} * T_{ent} - Cp_{sal} * T_{sal})} ; (14)$$

7.4.2. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN.

El cálculo de la eficiencia del bloque de cogeneración tenemos en cuenta los tipos de energía producido por la energía primaria que ingresa al combustor para este caso se genera electricidad y vapor.

$$n_{bloque_cog} = \frac{p_e + \dot{m}_{vap} * (h_{vap} - h_{aa})}{V_{ng} * LHV * d} ; (15)$$

7.5. METODOLOGÍA DE CALCULO DE TRIGENERACIÓN.

7.5.1. CALCULO DE LA POTENCIA ELÉCTRICA GENERADA

En esta sección calculamos la nueva potencia eléctrica que producirá el bloque al implementarle el sistema de refrigeración donde la temperatura de entrada será más baja disminuyendo el trabajo consumido del compresor.

$$p_e = Q_{tg} - W_{adiabatico} ; (16)$$

Donde el trabajo adiabático va tener variación según la temperatura de entrada deseada al compresor en la cual si disminuye el trabajo la potencia eléctrica será mayor ya que la energía de entrada a la turbina se mantendrá; El trabajo adiabático lo calculamos de esta manera como ya fue presentada anteriormente.

$$W_{adiabatico} = R * T_{ent} * \dot{m}_{aire} * \frac{k}{k-1} * \left[\frac{p_{sal}^{\frac{k-1}{k}}}{p_{ent}} - 1 \right]; (2)$$

7.5.2. CALCULO DE HEAT RATE PARA TRIGENERACIÓN

En este caso del heat rate lo calculamos con la misma fórmula que la del bloque con la diferencia que la potencia eléctrica generada se tomara la nueva es decir la potencia eléctrica generada con el bloque de trigeneración y así calculamos el heat rate en la trigeneración.

$$HR = \frac{q_r}{p_e} ; (8)$$

Donde:

$$HR: \text{heat rate } \left(\frac{kJ}{kW s} \right)$$

$$q_r = \text{consumo de energía de la turbina } \left(\frac{kJ}{s} \right)$$

$$p_e: \text{potencia electrica (kw)}$$



7.5.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA EN EL BLOQUE TRIGENERACIÓN.

Para el cálculo de la eficiencia en la trigeneración tuvimos en cuenta todas las forma de energía que produce el bloque por la energía primaria que consume en este caso se produce potencia eléctrica, vapor y energía refrigerante.

$$n_{bloque_tri} = \frac{p_e + \dot{m}_{vap} * (h_{vap} - h_{aa}) + ER}{V_{ng} * LHV} ; (16)$$

7.6. METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DE CHILLER DE ABSORCIÓN.

7.6.1. CALCULO DEL EFECTO REFRIGERANTE.

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 frio que sale de nuestro chiller, esto se define como:

$$ER = \dot{m}_{aire} * Cp_{aire} * \Delta T_{aire} ; (17)$$

Donde:

ER: efecto refrigerante (kw)

\dot{m}_{aire} : flujo del aire ($\frac{kg}{s}$)

Cp_{aire} : calor especifico del aire ($\frac{kJ}{kg K}$)

ΔT_{aire} : diferencia de temperatura con la temperatura ambiente con la deseada (K)



7.6.2. CALCULO DEL CALOR NECESARIO PARA ACTIVAR EL CHILLER.

$$Q_{chi} = \frac{ER}{COP} ; (18)$$

Donde:

Q_{chi} : calor necesario para activar el chiller (kw)

ER : efecto refrigerante (kw)

COP : coeficiente de desempeño

7.7. METODOLOGÍA DE ENERGÍA PRIMARIA.

En esta, notaremos que la energía de consumo primaria PE y los costos de la energía C son derivados. De esta se calcula específicamente la energía de consumo primaria PE por unidad de energía Q generada y los costos específicos de la energía C son calculados. Los índices demuestran que los valores anteriores hacen referencia a los generadores de calor (H) de refrigeración (C) y de energía eléctrica (el). En el caso de CHCP, cuando la capacidad de calentamiento y enfriamiento es generada, el manejo de los parámetros (H^*) donde Q_{H^*} es el valor total de calor generado por el CHP y cualquiera de esta sirve para satisfacer el gasto de calefacción, o para darle poder a la TDC o producir la capacidad de enfriamiento Q_c .

$$Q_c = COP \cdot (Q_{H^*} - Q_H)$$

Existen diferentes definiciones para el término de energía primaria en forma literal. Una relación o característica de la energía primaria es que al definir calor y electricidad, estas se ponderan de igual manera, mientras que para diferentes



fuentes de energía los factores de medición divergen. Es decir la palabra específica es usada en dos sentidos. Para casi todos los parámetros las referencias de los valores específicos de energía en Kw h en la que los costos específicos de cada instalación hacen referencia a Kw.

.7.1. CALENTAMIENTO CON UNA CALDERA

El consumo de la energía primaria PE_{CB} de una caldera generadora de calor Q_H es

$$PE_{CB} = PEF_{fuel} \cdot \frac{Q_H}{n_{CB}}$$

Donde PEF_{fuel} es el factor de energía primaria del combustible usado y n_{CB} es la eficiencia de la caldera. Los costo de la energía C_{CB} para calentamiento de una caldera son:

$$C_{CB} = C_{fuel,CB} \cdot \frac{Q_H}{n_{CB}}$$

$C_{fuel,CB}$ Es el precio específico de combustible

7.7.2.CALENTAMIENTO CON UN COMBINADO DE CALEFACCION Y UNIDAD DE POTENCIA

Mientras el calor $Q_{H'}$ es producido, la electricidad E_{CHP} es generado:

$$E_{CHP} = \frac{n_{CHP,el} \cdot Q_{H'}}{n_{CHP,th}}$$

Aquí, todo el calor $Q_{H'}$ generada se utiliza para satisfacer la demanda de calor de la Q_H carga. El balance de energía primaria PE_{CHP} de la unidad de cogeneración consta de dos partes. Por un lado, el combustible consumido conduce a un consumo de energía primaria de acuerdo con el factor de energía primaria de la



PEF_{fuel} combustible. Por otro lado, la electricidad generada reemplaza electricidad de la red que tiene una energía PEF_{grid} factor primario.

$$Pe_{CHP,H^*} = \frac{PEF_{fuel}}{n_{CHP,th}} - PEF_{grid} \cdot \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th}}$$

Los costos de la energía C_{CHP} para el calentamiento de una unidad CHP consta de cuatro partes: el gas que se consume, la electricidad vendida, la electricidad consumida en el sitio y una bonificación regulada legalmente. Los costos de la energía $C_{CHP,fuel}$, combustible para el combustible consumido se dan por:

$$C_{CHP,fuel} = c_{fuel,CHP} \cdot \frac{Q_{H^*}}{n_{CHP,th}}$$

Para la electricidad generada por la CHP, hay un bono C_{bonus} en Alemania, independientemente de si la electricidad es consumida por el propietario del edificio o vendida a la red. De la electricidad generada, el sistema de ficheros fracción f_s se vende y devuelve un lucro con el $c_{el,s}$ precio específico, de la electricidad vendida. La electricidad que se consume $(1 - f_s)$ sustituye a la electricidad que de otro modo serían comprados por un precio específico $c_{el,b}$. Dado que la electricidad generada conduce a un ingreso o reducción de los pagos, el costo de la energía $C_{CHP,el}$, son negativos:

$$C_{CHP,el} = -(C_{bonus} + f_s \cdot c_{el,s} + (1 - f_s) \cdot c_{el,b}) \cdot E_{CHP}$$

Juntos, los costos de energía específicas para calentar con un CHP son:

$$C_{CHP,H} = \frac{c_{fuel,CHP}}{n_{CHP,th}} - \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th}} \cdot (C_{bonus} + f_s \cdot c_{el,s} + (1 - f_s) \cdot c_{el,b})$$



7.7.3 REFRIGERACION CON UN ENFRIADOR DE COMPRESIÓN DE VAPOR .

La demanda de energía primaria para producir la capacidad de refrigeración Q_c con un VCC es:

$$PE_{VCC} = PEF_{grid} \cdot \frac{Q_c}{EER}$$

con EER como la relación de la eficiencia energética. Los costos de energía son:

$$C_{VCC} = c_{el,b} \cdot \frac{Q_c}{EER}$$

7.7.4. REFRIGERACION CON UN SISTEMA COMBINADO DE REFRIGERACION Y ELECTRICIDAD

La energía primaria necesaria para generar energía de enfriamiento con el CCP sistema se compone de la energía primaria necesaria para ejecutar la CHP, la generación de electricidad E_{CHP,H^*} y el calor H^* el cual es utilizado para alimentar el TDC. Por otra parte, la energía primaria que se necesita para satisfacer la demanda de energía eléctrica de la Dependencia de Derechos Humanos. Otros consumidores de electricidad se descuidan. El factor de eficiencia n_{HRU} de la HRU describe la cantidad de electricidad que se necesita por unidad de calor rechazado. El calor rechazado es la suma de la energía de refrigeración producida y el calor consumido por el TDC. El consumo de energía primaria de tal sistema

es: $PE_{CCP} = PE_{CHP} + Q_c \cdot n_{HRU} \cdot PEF_{grid} \cdot \frac{1+COP}{COP}$

El consumo específico de energía primaria por unidad producida de energía de refrigeración es

$$Pe_{CCP,c} = \frac{1}{COP} \cdot \left(\frac{PEF_{fuel}}{n_{CHP,th}} - \frac{PEF_{grid} \cdot n_{CHP,el}}{n_{CHP,th}} + PEF_{grid} \cdot n_{HRU} \cdot (1 + COP) \right)$$



En la mayoría CCP de los sistemas, un tanque de almacenamiento de agua caliente está incluida entre el CHP y el TDC. Esto permite el funcionamiento del TDC y el CHP en momentos diferentes. Cuando esto ocurre, el CHP no puede alimentar el HRU, por lo que la electricidad necesita ser comprado. La fracción $f_{in} \cdot E_{HRU}$ es la electricidad procedente de la cogeneración, mientras que $(1 - f_{in}) \cdot E_{HRU}$ es de la red. Una vez más, diferentes precios específicos tienen que ser aplicados para la electricidad que se compra y se vende. Así, los costos de energía para el combustible consumido es

$$C_{CHP,fuel} = \frac{Q_C \cdot c_{fuel,CHP}}{COP \cdot n_{CHP,th}}$$

mientras que los costos de la electricidad para la refrigeración en el caso de CCP son:

$$C_{CCP,el} = - \left(E_{CHP} \cdot c_{bonus} + (E_{CHP} - f_{in} \cdot E_{HRU}) \cdot (f_s \cdot c_{el,s} + (1 - f_s) \cdot c_{el,b}) \right) + E_{HRU} \cdot (1 - f_{in}) \cdot c_{el,b}$$

En conjunto, los costos específicos de la energía en caso de CCP son:

$$C_{CCP,c} = \frac{1}{COP} \cdot \left[\frac{c_{fuel,CHP}}{n_{CHP,th}} - \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th}} \cdot c_{bonus} - \left(\frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th}} - f_{in} \cdot n_{HRU} \cdot (1 + COP) \right) \cdot (f_s \cdot c_{el,s} + (1 - f_s) \cdot c_{el,b}) + n_{HRU} \cdot (1 + COP) \cdot (1 - f_{in}) \cdot c_{el,b} \right]$$



7.7.5. COMBINADO DE REFRIGERACION, CALEFACCION Y ELECTRICIDAD

Un sistema CHCP como se describe en este artículo es un sistema que genera t_{CHP} horas de carga plena de calor y t_{CCP} horas de carga plena de energía de refrigeración por año. El tiempo total de funcionamiento de la unidad de cogeneración para suministrar calor para la carga de calefacción y el calor de conducción de la enfriadora está dada por

$$t_{CHP} = t_{CHP} + t_{CCP}$$

Mediante el cálculo con las horas a plena carga, los resultados son independientes de un perfil de carga específica. El consumo específico de energía primaria de un sistema CHCP es:

$$Pe_{CHCP,H^*} = \frac{t_{CHP}}{t_{CHCP}} \cdot Pe_{CHP,H} + \frac{t_{CCP}}{t_{CHCP}} \cdot COP \cdot Pe_{CCP,C}$$

Los costos específicos de energía para un sistema CHCP son los siguientes:

$$c_{CHCP,H^*} = \frac{t_{CHP}}{t_{CHCP}} \cdot c_{CHP,H} + \frac{t_{CCP}}{t_{CHCP}} \cdot COP \cdot c_{CCP,C}$$

7.7.6. INDICADORES ECONÓMICOS

Los gastos para la prestación de las formas de consumo de energía consisten en los costos de la energía, los costos de inversión para los principales componentes y los costos de mantenimiento. Otros costos se descuidan. Considerando que los costos de energía se ha descrito anteriormente, las siguientes ofertas con el mantenimiento y costes de inversión. Los costos incluyen tanto los pagos únicos y pagos repetidos (constante o creciente). Un cálculo de la rentabilidad tiene que considerar el punto de tiempo de pagos entrantes y salientes, lo que refleja el valor temporal del dinero. El método utilizado anualidad se presentan al final de esta sección.



7.7.6.1. LOS COSTOS DE INVERSIÓN

En este trabajo, sólo los costos de inversión en la unidad de CHP y el TDC (incluida la HRU como un solo paquete) se consideran. Los costos de una caldera, un VCC, tanques de almacenamiento y la distribución no se tienen en cuenta.

Los costos de inversión específicos para una unidad de cogeneración se dan como una función de la potencia eléctrica nominal $I_{CHP,el} = f(P_{el})$. Los costos específicos disminuyen con el aumento del tamaño de la unidad de cogeneración. Con el fin de referirse a la energía térmica en lugar de energía eléctrica, los costes específicos deben ser convertidos:

$$I_{CHP,H}(P_H) = I_{CHP,el} \left(P_H \cdot \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th}} \right) \cdot \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th}}$$

Los costos de inversión para el TDC (incluidos los costos de HRU) se da a menudo como los costos de inversión específicos relacionados con la potencia de refrigeración. Igualmente, los costos de inversión para el sistema CCP están relacionados con la potencia de refrigeración:

$$I_{CCP,C}(P_C) = I_{TDC,C}(P_C) + \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th} \cdot COP} \cdot I_{CHP,el} \left(P_C \cdot \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th} \cdot COP} \right)$$

En el caso de una instalación CHCP, los costos de inversión son los mismos que para una instalación CCP, pero los costos específicos son relativos a la potencia térmica de la CHP unidad P_H .

$$I_{CHCP,H^*}(P_{H^*}) = I_{TDC,C}(P_{H^*} \cdot COP) + \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th}} \cdot I_{CHP,el} \left(P_{H^*} \cdot \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th}} \right)$$



7.7.6.2. LOS COSTOS DE MANTENIMIENTO

Dos enfoques diferentes se aplican para calcular los costos de mantenimiento de un sistema CHCP. El mantenimiento de la unidad de cogeneración tiene lugar después de un tiempo de operación especificada, mientras que el mantenimiento del TDC se produce anualmente, en términos generales. Por lo tanto, los costos de mantenimiento de una unidad de cogeneración se puede dar como un costo específico por unidad de electricidad generada por $c_{CHP,m,el}$. Ellos disminuyen al aumentar el tamaño de la unidad de cogeneración: $c_{CHP,m,el} = f(P_{el})$

Por el contrario, los gastos fijos anuales de mantenimiento son asumidos por el TDC. Se les da como una fracción de los costos de inversión de la TDC w_{TDC} . Esto puede ser justificado por el hecho de que el TDC necesita ser re-evacuado o una solución podría ser reemplazada, independientemente de si el TDC había operado o no. Como los costos de inversión de la TDC se dan como gastos específicos relativos a la potencia de refrigeración, los costes específicos de mantenimiento en relación con la energía de enfriamiento se calculan utilizando el anual a plena carga t_{CCP} horas:

$$c_{TDC,m,C} = \frac{w_{TDC} \cdot I_{TDC}(P_C)}{t_{CCP}}$$

Para un sistema de CCP, los costos de mantenimiento específicos son la suma de los costos de mantenimiento para el CHP y el TDC:

$$c_{CCP,m,C} = c_{TDC,m,C} + \frac{n_{CHP,el}}{c_{CHP,th} \cdot COP} \cdot c_{CHP,m,el}(P_C \cdot \frac{n_{CHP,el}}{n_{CHP,th} \cdot COP})$$

Para una instalación CHCP, los costos de mantenimiento también consisten en los costos de mantenimiento de la CHP unidad y TDC, pero los costos específicos están relacionados con el calor total Q_{H^*} generada por la unidad de CHP. Como

para el cálculo de los costos de inversión, los costes para el mantenimiento de la VCC y la caldera no se tienen en cuenta.

7.7.6.3. MÉTODO ANUALIDAD

Los costos de inversión son los pagos únicos, mientras que los costes energéticos y de mantenimiento son pagos regulares. El método combina todos los pagos de la anualidad en una ficticia pago anual promedio, a que se refiere como una anualidad. Un período n de observación se define para el cálculo de la rentabilidad. Para mantener el modelo simple, la vida útil de todos los componentes del sistema se supone que es el mismo y se utiliza como el período de observación. Por lo tanto, el reemplazo y el valor neto contable no tiene que ser considerado. La anualidad de un valor actual PV se puede calcular usando el factor de anualidad a , $An = PV \cdot a$

llevando la tasa de interés i en cuenta:

$$a = \frac{(1 + i)^n \cdot i}{(1 + i)^n - 1}$$

Algunos de los pagos regulares de la energía y de mantenimiento están sujetos a la subida de los precios. Para tomar la subida de los precios de los pagos futuros en cuenta ni el hecho de que algún beneficio no se obtiene en el período de observación, la anualidad de estos pagos en el futuro tiene que ser calculado. Esto se hace mediante el descuento de los pagos futuros a valores actuales y, posteriormente, el cálculo de la anualidad. Por lo tanto, la anualidad de los pagos regulares viene dada por:

$$An = \hat{c} \cdot a \cdot b$$

Los costos de los pagos regulares en el primer año se les conoce como dinero en efectivo y el valor de factor de suma como b , considerando la alza de los precios r y el período de pago de la m pagos.



$$b = \frac{(1+i)^m - (1+r)^m}{(1+i)^m \cdot (i-r)}$$

De modo análogo al enfoque general de este estudio, a partir de ahora la anualidad se da como un valor específico:

$$\bar{c} = \frac{An}{Q}$$

La anualidad específica de los costos de inversión puede ser calculada a partir de los costos específicos de inversión I y las horas anuales a plena carga t como

$$\bar{c}_I = \frac{I \cdot a}{t}$$

En el caso de aplicación de un CHP sistema , las anuales a plena carga t horas se establece en t_{CHP} , en el caso de un sistema de CCP para t_{CCP} y en el caso de un sistema CHCP a t_{CHCP} , que se correlaciona con el tiempo de funcionamiento total del unidad de cogeneración. Un ejemplo de los pagos regulares es la ecuación para la anualidad específica de los costos de combustible para el CB:

$$\bar{c}_{CB,fuel} = \hat{c}_{CB,fuel} \cdot a \cdot b_{CB,fuel}$$



7.7.6.4 COSTO ESPECÍFICO TOTAL

La anualidad específica de los costos totales específicos por unidad de calor que se genera con un sistema de cogeneración es el total de las anualidades en particular para los costos de energía, costos de mantenimiento y los costos de instalación:

$$\bar{c}_{CHP,H,total} = \bar{c}_{CHP,H} + \bar{c}_{CHP,m,H} + \bar{c}_{CHP,I,H}$$

Las anualidades de los costos totales de un CCP sistema $\bar{c}_{CCP,C,totl}$ y para el CHCP sistema $\bar{c}_{CHCP,C,totl}$ se calculan de manera análoga.

7.8. 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.

$$RETORNO\ INVERSION = \frac{\text{costo chiller} + \text{costo transporte} + \text{otros costo}}{\text{ahorro anual por la potencia adicional generada}}$$



8. EJEMPLO DE CÁLCULO

8.1.1. CALCULO DEL TRABAJO REAL DEL COMPRESOR.

$$W_{real} = Q_{tg} - p_e$$

$$W_{real} = 30690,22 - 10200$$

$$W_{real} = 20496,22 \text{ kJ/s}$$

8.1.2. CALCULO DEL TRABAJO ADIABÁTICO DEL COMPRESOR

$$W_{adiabatico} = R * T_{ent} * \dot{m}_{aire} * \frac{k}{k-1} * \left[\frac{p_{sal}^{\frac{k-1}{k}}}{p_{ent}} - 1 \right]$$

$$W_{adiabatico} = \frac{0,287 \text{ kJ}}{\text{kg k}} * 298,7 \text{ k} * \frac{50,42 \text{ kg}}{\text{s}} * \frac{1,4}{1,4-1} * \left[\frac{195^{\frac{1,4-1}{1,4}}}{14,7} - 1 \right]$$

$$W_{adiabatico} = \frac{16535,67 \text{ kJ}}{\text{s}}$$

8.1.2.1. CALCULO DEL FLUJO DE AIRE

$$\dot{m}_{aire} = \dot{m}_{comb} * HHV * \lambda * A * f_t$$

$$\dot{m}_{aire} = \frac{0,68 \text{ kg}}{\text{s}} * \frac{55385,605 \text{ kJ}}{\text{kg}} * 3,5 * 3,15 * \frac{10^{-4} \text{ kg}}{\text{kJ}} * \frac{30 + 273,1}{273,1}$$

$$\dot{m}_{aire} = \frac{50,42 \text{ kg}}{\text{s}}$$



8.1.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR.

$$n_{comp_real} = \frac{16535,67}{20496,22}$$

$$n_{comp_real} = 0,75$$

8.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.

8.2.1. CALCULO DE LA TEMPERATURA DE LLAMA.

$$T_c = \frac{LHV + (A * \lambda * HHV * Cp_{aire} * T_{sal})}{A * \lambda * HHV * Cp_{gas}}$$

$$T_c = \frac{\frac{49914kj}{kg} + \left(3,15 * \frac{10^{-4}kg}{kj} * 3,5 * \frac{55385,605kj}{kg} * \frac{1,4kj}{kgk} * 777,5k \right)}{3,15 * \frac{10^{-4}kg}{kj} * 3,5 * \frac{55385,605kj}{kg} * \frac{1,34kj}{kgk}}$$

$$T_c = 1221,21k$$



8.2.2 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES CALORÍFICAS PARA EL AIRE Y PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN Y SU VARIACIÓN CON LA TEMPERATURA.

8.2.3. CALCULO DEL FLUJO DE GAS.

$$\dot{m}_{gas} = \frac{50,42kg}{s} + \frac{0,68kg}{s}$$

$$\dot{m}_{gas} = \frac{51,1kg}{s}$$

8.3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO EN LA TURBINA.

8.3.1. CALCULO DE LA ENERGÍA ENTREGADA A LA TURBINA.

$$Q_{tg} = \dot{m}_{gas} * [Cp_{ent} * T_{ent} - Cp_{sal} * T_{sal}]$$

$$Q_{tg} = \frac{51,11kg}{s} * \left[\frac{1,204kj}{kgk} * 1221,21k - \frac{1,109kj}{kgk} * 784,261k \right]$$

$$Q_{tg} = \frac{30696,22kj}{s}$$

8.3.2. CALCULO DEL HEAT RATE.

$$HR = \frac{q_r}{p_e}$$

$$HR = \frac{\frac{34043,37kj}{s} * 3600}{\frac{10200kj}{s}}$$

$$HR = \frac{12015,3kj}{kw h}$$



8.3.2.1. CALCULO DEL CONSUMO DE CALOR.

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

$$q_r = \frac{0,99m^3}{s} * \frac{49914kj}{kg} * \frac{0,6889kg}{m^3}$$

$$q_r = \frac{34043,37kj}{s}$$

8.3.2.2. CALCULO DEL FLUJO VOLUMÉTRICO DE COMBUSTIBLE.

$$V_{ng} = \frac{\dot{m}_{comb}}{d}$$

$$V_{ng} = \frac{0,68}{0,69}$$

$$V_{ng} = \frac{0,99m^3}{s}$$

8.3.3. CALCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO COMBUSTIBLE.

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

$$W_s = \frac{\frac{0,99m^3}{s}}{\frac{10200kj}{s}}$$

$$W_s = \frac{0,35m^3}{kwh}$$



8.3.4.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA ELÉCTRICA EN LA TURBINA.

$$n_{tg_el} = \frac{p_e}{q_r}$$

$$n_{tg_el} = \frac{\frac{10200kj}{s}}{\frac{34043,37kj}{s}}$$

$$n_{tg_el} = 0,30$$

8.3.4.2. CALCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA EN LA TURBINA.

$$n_{tg_ter} = \frac{Q_{tg}}{q_r}$$

$$n_{tg_ter} = \frac{\frac{30696,22kj}{s}}{\frac{34043,37kj}{s}}$$

$$n_{tg_ter} = 0,90$$



8.4. METODOLOGÍA DE CÁLCULO EN LA CALDERA HRSG

8.4.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA CALDERA HRSG.

$$n_{CB} = \frac{\dot{m}_{vap} * (h_{vap} - h_{aa})}{\dot{m}_{gas} * (Cp_{ent} * T_{ent} - Cp_{sal} * T_{sal})}$$

$$n_{CB} = \frac{4,74kg/s * (3289,10 - 678,79)kj/kg}{51,11kg/s * (1,1 * 784,261 - 1,024 * 1221,21)}$$

$$n_{CB} = 0,64$$

8.4.2. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL BLOQUE DE COGENERACIÓN.

$$n_{bloque_cog} = \frac{p_e + \dot{m}_{vap} * (h_{vap} - h_{aa})}{V_{ng} * LHV * d}$$

$$n_{bloque_cog} = \frac{10200kj/s + 4,74kg/s * \left(\frac{3289,10kj}{kg} - \frac{678,79kj}{kg} \right)}{\frac{0,99m^3}{s} * \frac{49914kj}{kg} * \frac{0,688kg}{m^3}}$$

$$n_{bloque_cog} = 0,66$$



8.5. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE TRIGENERACIÓN.

8.5.1. CALCULO DE LA POTENCIA ELÉCTRICA GENERADA

$$p_e = Q_{tg} - W_{adiabatico}$$

$$p_e = 30696,22 - 15796,28$$

$$p_e = 14,8Mw$$

Trabajo adiabático:

$$W_{adiabatico} = R * T_{ent} * \dot{m}_{aire} * \frac{k}{k-1} * \left[\frac{p_{sal}^{\frac{k-1}{k}}}{p_{ent}} - 1 \right]$$

$$W_{adiabatico} = \frac{0,287kj}{kg \cdot k} 298,7k * \frac{50,42kg}{s} * \frac{1,4}{1,4-1} * \left[\frac{195^{\frac{1,4-1}{1,4}}}{14,7} - 1 \right]$$

$$W_{adiabatico} = \frac{15796kj}{s}$$

8.5.2. CALCULO DE HEAT RATE PARA TRIGENERACIÓN

$$HR = \frac{q_r}{p_e}$$

$$HR = \frac{122556132kj/h}{14800kw}$$

$$HR = 8280,81$$



8.5.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA EN EL BLOQUE TRIGENERACIÓN.

$$n_{\text{bloque_tri}} = \frac{p_e + \dot{m}_{\text{vap}} * (h_{\text{vap}} - h_{\text{aa}}) + ER}{V_{\text{ng}} * LHV}$$

$$n_{\text{bloque_tri}} = \frac{\frac{14800\text{kJ}}{\text{s}} + \frac{4,74\text{kg}}{\text{s}} * \left(\frac{2610,31\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + 1109,24\text{kw}}{\frac{0,99\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{49914\text{kJ}}{\text{kg}} * \frac{0,68893\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$n_{\text{bloque_tri}} = 0,84$$

8.6. METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DE CHILLER DE ABSORCIÓN.

8.6.1. CALCULO DEL EFECTO REFRIGERANTE.

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

$$ER = \frac{50,42\text{kg}}{\text{s}} * \frac{1,1\text{kJ}}{\text{kgk}} * (296 - 276)\text{k}$$

$$ER = 1109,24\text{kw}$$

8.6.2. CALCULO DEL CALOR NECESARIO PARA ACTIVAR EL CHILLER.

$$Q_{\text{chi}} = \frac{ER}{COP}$$

$$Q_{\text{chi}} = \frac{1109,24\text{kw}}{0,7}$$

$$Q_{\text{chi}} = 1584,62$$



9. ANÁLISIS DE RESULTADOS

9.1 INDICADORES ENERGETICOS DEL COMPRESOR

COMPRESOR			
HORA	Wc_real(kw)	Wc_adiabatico (kw)	n_comp
00:00	20949,6030	16536,9390	0,7894
02:00	21362,1110	16430,7390	0,7692
04:00	21899,5410	16507,1820	0,7538
06:00	21906,5950	16531,2170	0,7546
08:00	20675,6380	16549,8470	0,8005
10:00	21649,7940	16862,2210	0,7789
12:00	20205,9540	16405,8350	0,8119
14:00	20235,8500	16352,7240	0,8081
16:00	20369,2440	16167,9410	0,7937
18:00	20848,1570	16635,5110	0,7979
20:00	20891,0660	16519,5930	0,7907
22:00	21424,9230	16657,1540	0,7775

Tabla 1. Indicadores energéticos del compresor



9.2 INDICADORES ENERGETICOS DE LA TURBINA

TURBINA							
ORA	Q _{tg} (kj/s)	q _r (kj/s)	v _{ng} (m ³ /s)	HR (kj/kw s)	W _s (m ³ /kw s)	n _{tg_el} (%)	n _{tg_ter} (%)
0:00	31049,6030	123650590	3595,8265	12242,6330	0,3560	29,4054	90,3987
2:00	31362,1110	122856500	3572,7340	12285,6500	0,3573	29,3025	91,8988
4:00	31799,5410	123083390	3579,3318	12432,6650	0,3615	28,9560	93,0088
6:00	31506,5950	123378330	3587,9091	12851,9100	0,3737	28,0114	91,9317
8:00	30475,6380	122606930	3565,4764	12510,9120	0,3638	28,7749	89,4829
0:00	31449,7940	125397580	3646,6299	12795,6720	0,3721	28,1345	90,2882
2:00	30505,9540	121903600	3545,0230	11835,3010	0,3442	30,4175	90,0888
4:00	30535,8500	121608650	3536,4458	11806,6650	0,3433	30,4913	90,3958
6:00	30569,2440	120678440	3509,3947	11831,2200	0,3441	30,4280	91,1922
8:00	31048,1570	123469090	3590,5482	12104,8120	0,3520	29,7402	90,5274
0:00	31191,0660	122947260	3575,3731	11936,6270	0,3471	30,1593	91,3301
2:00	31624,9230	123741340	3598,4656	12131,5040	0,3528	29,6748	92,0062

Tabla2.Indicadores Energéticos de la turbina



9.3 INDICADORES ENERGETICOS DE LA CALDERA Y EFICIENCIA DEL BLOQUE DE COGENERACION

CALDERA HRSG			
Horas	q_vap (kj/s)	n_CB	n_bloque_cog
00:00	12392,363	0,6479	0,6548
02:00	13728,014	0,7210	0,6953
04:00	12233,591	0,6504	0,6474
06:00	12233,591	0,6488	0,6371
08:00	12407,130	0,6198	0,6520
10:00	13728,014	0,6743	0,6755
12:00	13285,535	0,6709	0,6965
14:00	13728,014	0,7040	0,7113
16:00	12191,448	0,6360	0,6680
18:00	13728,014	0,7014	0,6977
20:00	12211,756	0,6288	0,6592
22:00	13728,014	0,7159	0,6961

Tabla 3. Indicadores Energéticos de la caldera y eficiencia del bloque de cogeneración



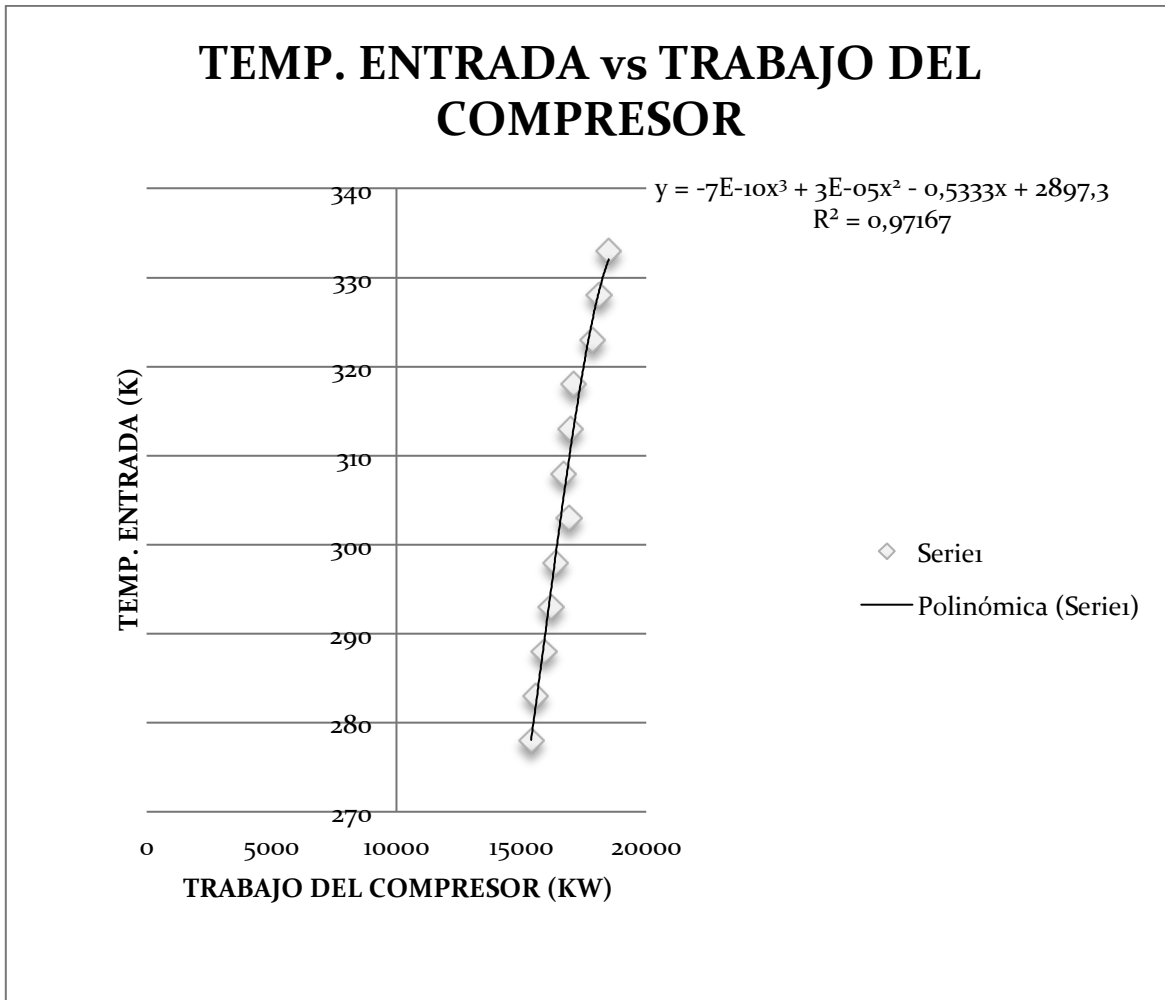
9.4 INDICADORES DEL BLOQUE DE TRIGENERACIÓN

TRIGENERACION			
HORA	ER (kw)	Q_chi (KW)	n_tri (%)
00:00	283,846	405,495	80,062
02:00	282,024	402,891	85,709
04:00	282,544	403,635	82,242
06:00	311,299	444,712	81,293
08:00	420,973	601,390	79,906
10:00	459,099	655,856	84,041
12:00	501,810	716,871	83,962
14:00	445,227	636,039	85,376
16:00	386,883	552,690	81,738
18:00	395,830	565,471	84,466
20:00	310,211	443,158	80,621
22:00	340,376	486,251	85,560

Tabla4. Indicadores del bloque de trigeneración



9.5. TRABAJO DEL COMPRESOR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA A LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR.

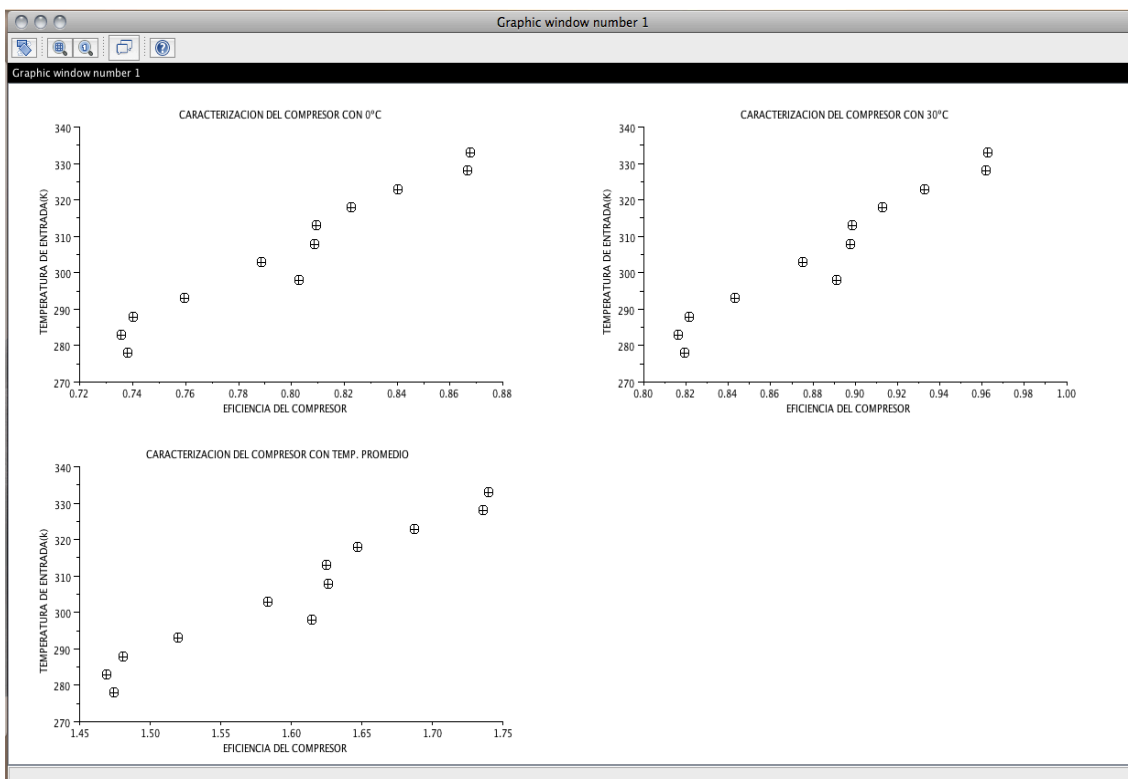


Grafica 17. Trabajo del compresor en función de la temperatura a la succión del compresor

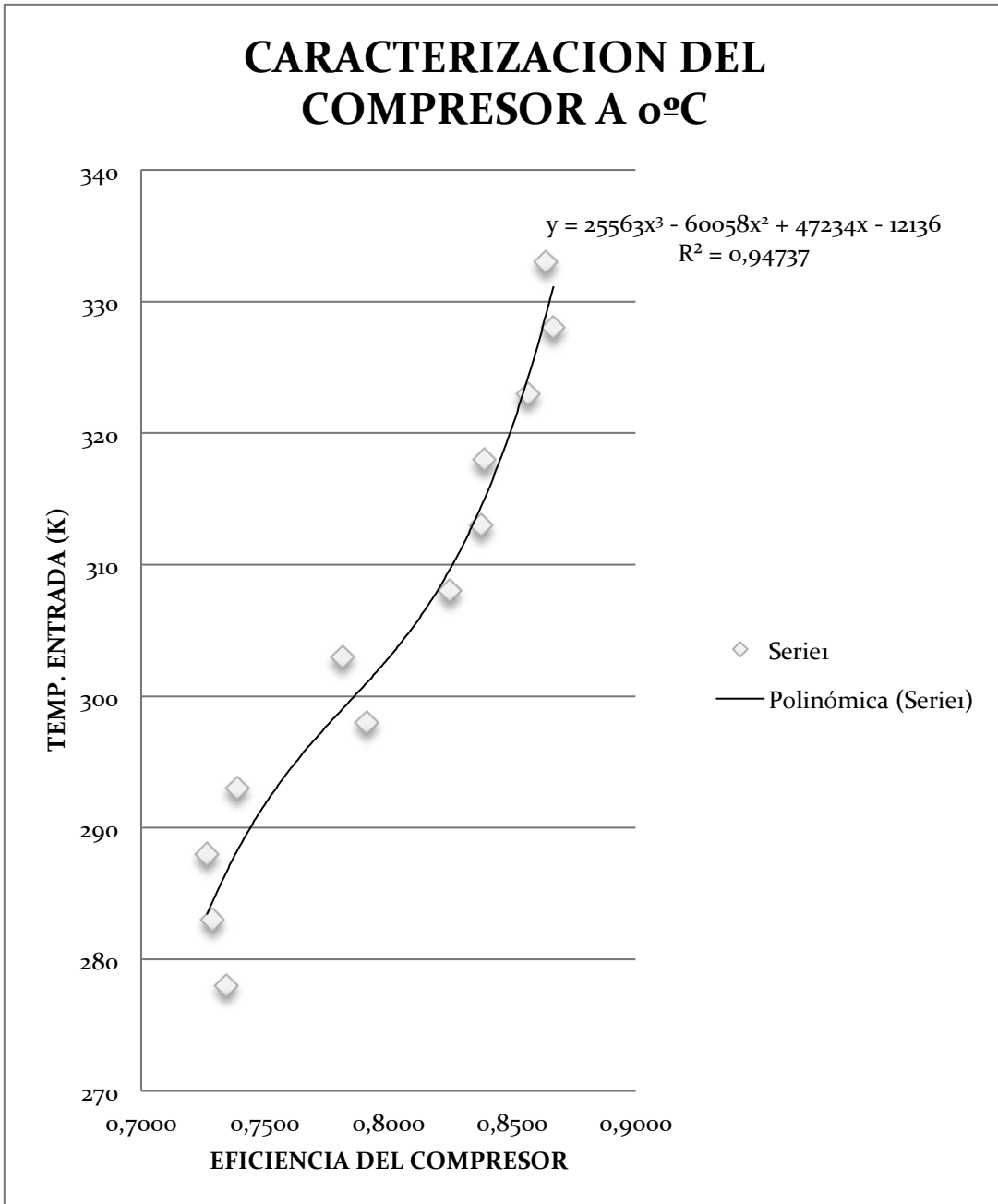
Este resultado es la variación del trabajo del compresor con la temperatura de entrada al compresor que como se puede ver en la grafica a medida que la temperatura aumente el trabajo aumenta y dando como consecuencia un mayor consumo de la energía eléctrica generada.

9.6 CARACTERIZACION DEL COMPRESOR FUNCIONANDO A DISTINTOS FLUJO DE AIRE.

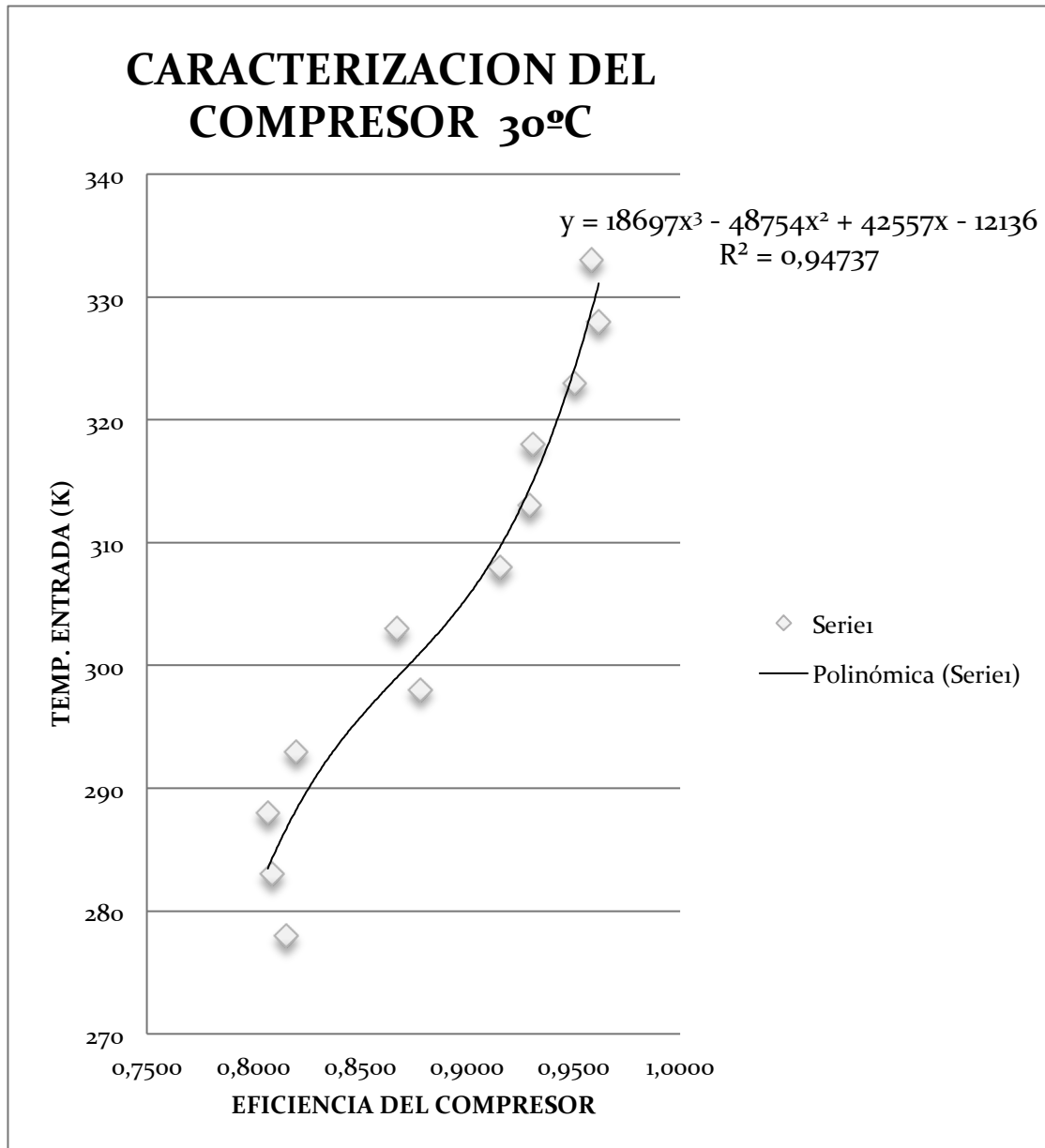
A continuación observaremos las grafica de caracterización del compresor funcionando a distintos flujo de aire el cual fue calculado de forma teórica por esto se multiplico por un factor de corrección; las graficas fueron generada por un programa en Scilab y también en una hoja de cálculo en el Excel donde los resultado fue muy parecido en cuanto valor pero las aproximaciones utilizada por los software fue distinta de ahí que se observe un comportamiento distinto en las graficas.



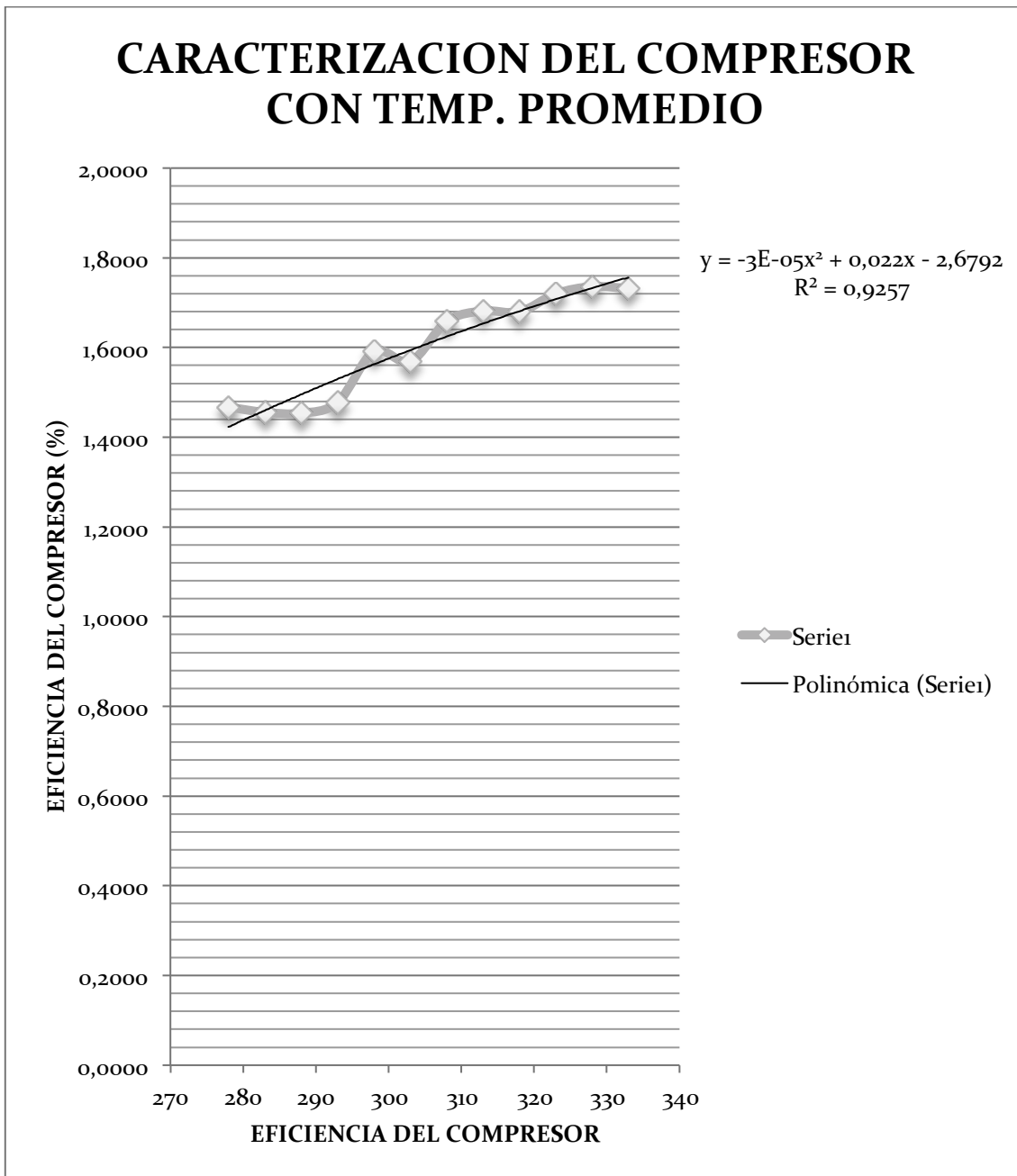
Grafica 18. Caracterizacion de flujo de entrada del compresor en Scilab



Grafica 19. Función de la caracterización del flujo de entrada del compresora 0C



Grafica 20. Función de la caracterización del flujo de entrada del compresor a 30C

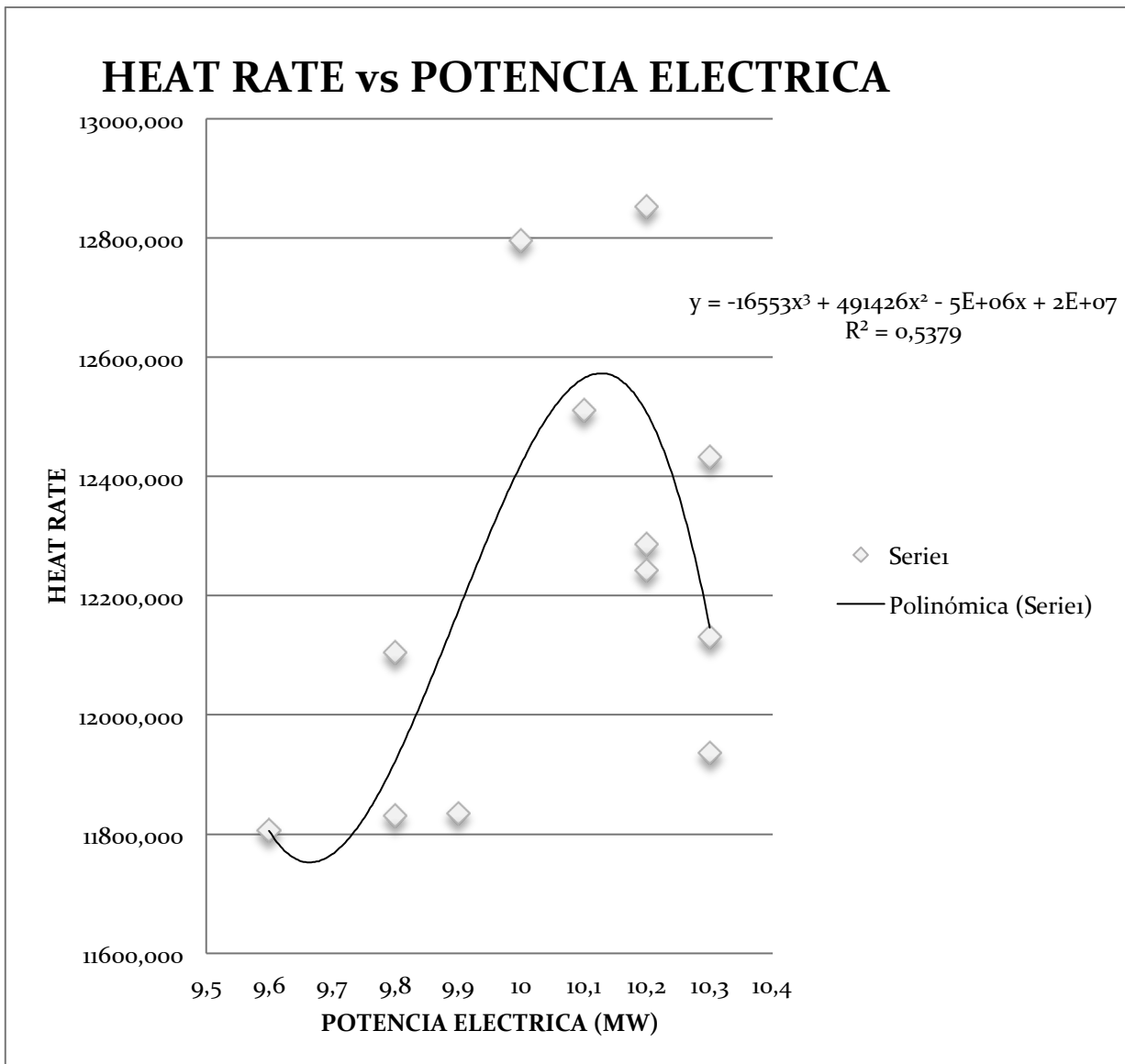


Grafica 21. Funcion de la caracterización del flujo de entrada del compresor a temperatura promedio



9.7. HEAT RATE EN FUNCION DE LA POTENCIA ELECTRICA GENERADA

La siguiente grafica se realizo para comparar el comportamiento del Heat Rate con la potencia eléctrica ya que relaciona la cantidad de energía necesaria para producir una unidad de energía eléctrica.

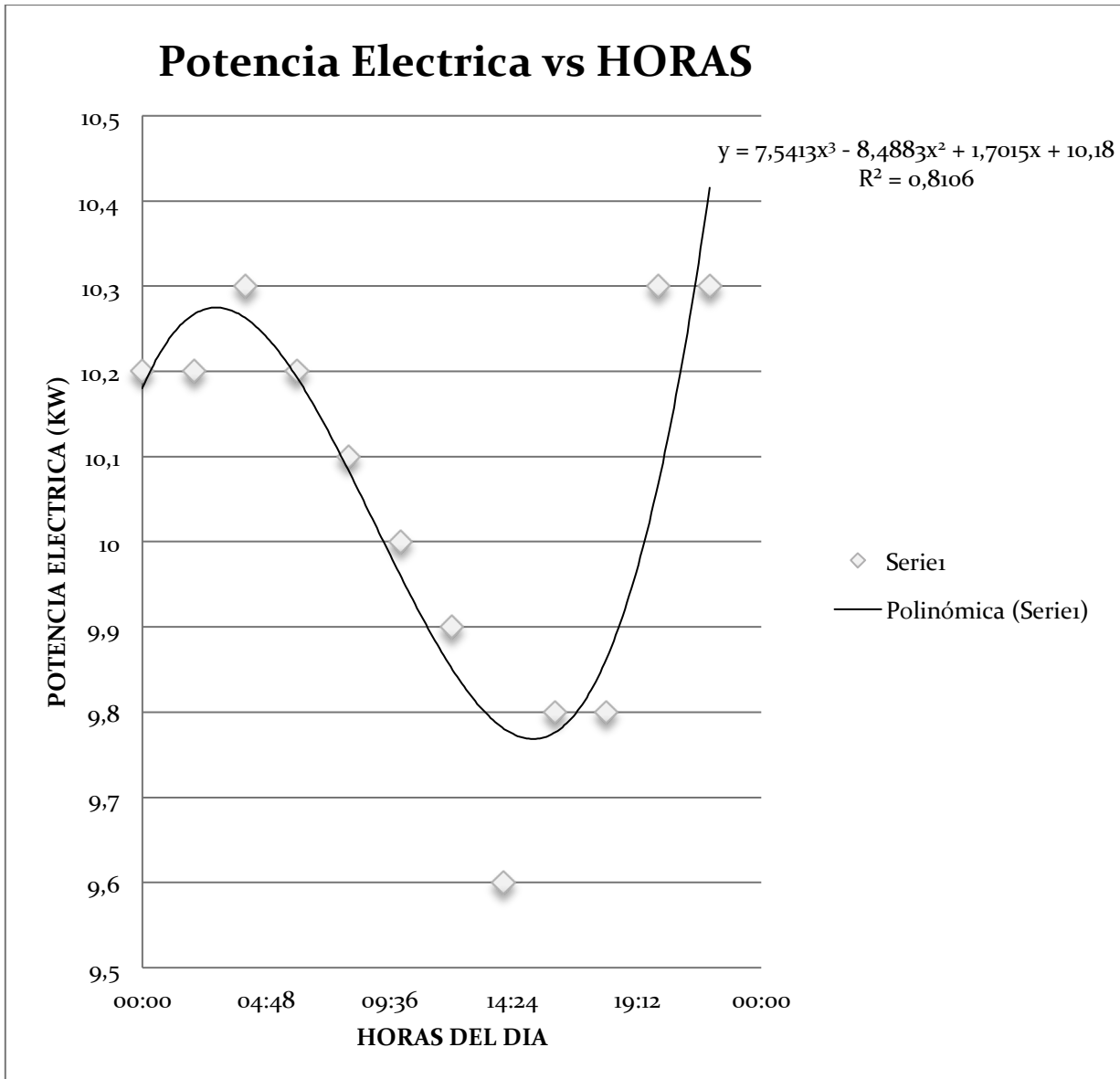


Grafica 22. Heat rate en función de la potencia eléctrica



9.7 POTENCIA ELECTRICA GENERADA EN FUNCIÓN DE LAS HORAS DEL DÍA.

En la siguiente grafica se representa la variacion de la potencia electrica generada a distintas horas del dia.



Grafica 23. Potencia eléctrica en función de las horas del día



9.8. ENERGÍA PRIMARIA

A continuación se mostrara los resultado de los indicadores de la metodología energia primaria en cuanto a su consumo de energia y se entrega resultado a diferentes horas del dia de analisis.

Consumo de Energía Primaria				
HORAS	QH (kw)	n_HRSG	PEF.fuel	PE.cb
02:00	44130,80	0,6479418	1,1	74920,12
04:00	43335,48	0,7210287	1,1	66112,53
06:00	43123,15	0,6504034	1,1	72932,37
08:00	43592,89	0,6488485	1,1	73903,51
10:00	44490,79	0,6198463	1,1	78954,85
12:00	45128,47	0,6742819	1,1	73621,02
14:00	44016,76	0,6709306	1,1	72166,09
16:00	43728,58	0,7040326	1,1	68322,74
18:00	42962,16	0,6359747	1,1	74308,59
20:00	44360,69	0,7014309	1,1	69567,45
22:00	43733,26	0,6288232	1,1	76502,56
00:00	43868,37	0,7158728	1,1	67407,52

Tabla 5. Indicadores energía primaria consumo de una caldera



La tabla 6 muestra los indicadores de costo de energía para la caldera, en nuestro caso analizamos la cámara de combustión donde tomamos en cuenta los costos de combustible que se le ingresan.

Costos de energía para la caldera		
HORAS	c.fuel.cb(pesos/Kw*h)	C.cb
02:00	846	57636732,48
04:00	846	50860968,9
06:00	846	56107532,99
08:00	819	55005711,44
10:00	832	59753028,6
12:00	832	55716385,64
14:00	832	54615299,55
16:00	832	51706651,48
18:00	805	54377671,84
20:00	819	51778424,04
22:00	812	56461667,69
00:00	819	50170804,57

Tabla 6. Indicadores de energía primaria costo de energía para una caldera.



En la tabla 7 se muestra claramente los indicadores que definen el funcionamiento de un bloque de cogeneracion en cuanto a la generacion de calor y energia.

Unidad Combinada de Calor y Energía					Consumo de Energía primaria	
HORAS	n.CHP.term	n.CHP.elec	QH	E.CHP	PEF.grid	pe.CHP.H*
02:00	0,7030	0,2970	842,7975428	356,0027129	2,6	0,466391046
04:00	0,7011	0,2989	842,080966	358,9791886	2,6	0,46054987
06:00	0,6987	0,3013	843,5142755	363,6776494	2,6	0,453281278
08:00	0,7024	0,2976	844,2311642	357,7286502	2,6	0,464400418
10:00	0,7034	0,2966	844,9482087	356,2134337	2,6	0,467629702
12:00	0,7129	0,2871	845,665409	340,5456247	2,6	0,495956803
14:00	0,7076	0,2924	846,3827651	349,6849369	2,6	0,480271637
16:00	0,7158	0,2842	847,1002769	336,3151992	2,6	0,504470979
18:00	0,7077	0,2923	847,8179444	350,2525055	2,6	0,480316539
20:00	0,7143	0,2857	848,5357674	339,4563096	2,6	0,49992575
22:00	0,6984	0,3016	849,253746	366,7326772	2,6	0,452256003
00:00	0,7003	0,2997	849,9718801	363,6795285	2,6	0,458191364

Tabla 7. Indicadores de energia primaria para bloque de cogeneracion.



En la tabla 8 se observan los resultados de los indicadores económicos en relación al costo del combustible consumido y la electricidad generada en un bloque de cogeneración.

Energía Primaria					
HORAS	De Acuerdo al Gas Consumido			Acuerdo a la Electricidad Generada	
	c.fuel.CHP	C.CHP.fuel	c.bonus	Fs	c.elec.s
02:00	846	53120103,95	0	0	5446,841508
04:00	846	52305588,11	0	0	5492,381586
06:00	846	52226131,89	0	0	5564,268036
08:00	819	50813564,29	0	0	5473,248348
10:00	832	52652051,96	0	0	5450,065536
12:00	832	52697235,21	0	0	5210,348058
14:00	832	51782244,57	0	0	5350,179534
16:00	832	50855930,39	0	0	5145,622547
18:00	805	48869759,39	0	0	5358,863334
20:00	819	50848379	0	0	5193,681537
22:00	812	50836250,69	0	0	5611,009961
00:00	819	51283343,67	0	0	5564,296786

Tabla 8. Indicadores de energía primaria, costo del bloque cogeneración.



La tabla 9 y 10 muestra los parámetros y cálculo del costo de implementar un sistema de trigeneración.

Energía Primaria		Fuente
COP	0,7	Hoja de datos
$\eta_{CHP,el}$	0,2976	Calculado
$\eta_{CHP,th}$	0,7019	Calculado
η_{HRU}	0,02	Calculado
η_{CB}	0,84	Calculado
PEF_{fuel}	1,1	(Schick Tanz M.D, 2011)
PEF_{grid}	2,6	(Schick Tanz M.D, 2011)

Tabla 9. Parámetros de los índices de energía primaria

CALCULO DEL RETORNO DE LA INVERSIÓN		
DESCRIPCIÓN	VALOR	UNIDAD
INVERSIÓN DEL CHILLER	280000	(USD)
PRECIO DEL DÓLAR	1798	(PESOS COLOM/USD)
GASTO EN TRASPORTE	99111	(USD)
OTROS GASTOS	70000	(USD)
POTENCIA GENERADA ADICIONAL	1700	(KW h)
POTENCIA COMPRADA	240	(KW h/PESOS COLOM)
POTENCIA PRODUCIDA	190	(KW h/PESOS COLOM)
AHORRO POT. ADICIONAL	44	(USD/h)
HORAS AÑOS TRABAJADAS	8400	(AÑO/HORA)
RETORNO DE LA INVERSIÓN	1,293890693	AÑOS

Tabla 10. Tabla del cálculo del retorno de la inversión



CONCLUSIONES

- Elaboramos un programa de computación basado en los comando de scilab el cual tiene como objetico calcular de una manera fácil todos los indicadores económico y energético de un bloque de cogeneración y trigeneración a diferentes horas del día.
- En cuanto a la caracterización de los compresores los resultados fueron positivos; ya que el compresor cumple con las condiciones reales de nuestro sistema al utilizar la temperatura a la entrada del compresor como factor de corrección para el calculo del flujo del aire.
- Otro resultado importante referente al compresor fue la justificación gráfica y numérica de las consecuencias del trabajo del compresor con relación a la generación de potencia eléctrica hasta el punto de consumir aproximadamente un 57% de la energía entregada a la turbina y aplicando el sistema de refrigeración este porcentaje disminuirá hasta un 49% lo cual representa un alto beneficio en cuanto a la eficiencia de la planta.
- 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 de 12122,607(kj/kw h) a 8341,8072 (kj/kw h) es decir una variación de 3780,7998(kj/kw h).



-
- 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 de $0.3525320(\text{m}^3/\text{kw h})$ a $0.2425843 (\text{m}^3/\text{kw h})$ con la reducción de la temperatura a la succión del compresor resultando una variación de $0.1099477(\text{m}^3/\text{kw h})$.

 - 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.

 - 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.



COMPARACIÓN DE LOS INDICADORES

HORA	BLOQUE DE COGENERACIÓN			BLOQUE DE TRIGENERACIÓN		
	HR (kj/kw H)	W _s (m ³ /kw s)	n_bloque_cog (%)	HR_tri (kj/kw s)	W _s _tri (m ³ /kw s)	n_tri (%)
00:00	12242,6330	0,3560	65,4849	8341,8072	0,2426	80,062
02:00	12285,6500	0,3573	69,5290	8061,6019	0,2344	85,709
04:00	12432,6650	0,3615	64,7374	7888,8810	0,2294	82,242
06:00	12851,9100	0,3737	63,7072	8055,6673	0,2343	81,293
08:00	12510,9120	0,3638	65,2049	8522,6610	0,2478	79,906
10:00	12795,6720	0,3721	67,5458	8311,8445	0,2417	84,041
12:00	11835,3010	0,3442	69,6517	8324,4723	0,2421	83,962
14:00	11806,6650	0,3433	71,1305	8291,2611	0,2411	85,376
16:00	11831,2200	0,3441	66,7967	8141,9197	0,2368	81,738
18:00	12104,8120	0,3520	69,7671	8317,0092	0,2419	84,466
20:00	11936,6270	0,3471	65,9163	8190,1644	0,2382	80,621
22:00	12131,5040	0,3528	69,6136	8066,0904	0,2346	85,560

- El tiempo de retorno de la inversión del sistema de refrigeración por absorción gracias al incremento en la potencia eléctrica , tiene una duración de 15 meses.
- El aumento en la generación de potencia eléctrica evitara comprar 2 MWh a la red eléctrica externa.



REFERENCIAS

- [1] *La energía en España* [Internet] (2009). Madrid, España: Gobierno de España. Ministerio de industria, turismo y comercio. Secretaría general técnica. División de información, documentación y publicaciones centro de publicaciones. [Última consulta 3/03/2011] Disponible en www.mityc.es/energía/balances/.../Libros_Energia/Energia_2009.pdf.
- [2] *Statistical Review of World Energy 2010* [Internet] (2010). BP Worldwide historic data.[Última consulta 3/05/2011] Disponible en: <http://www.bp.com/productlanding.do?categoryId=6929&contentId=7044622>
- [3] Rosen, M. A., M. N. Le. y Dincer I. (2005). Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 25(1),: 147-159
- [4] *ASHRAE Handbook HVAC-Systems and Equipment* (2008). Atlanta, USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE, Inc.
- [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. Chicco, G. y Mancarella, P. (2009). Matrix modeling of small-scale trigeneración systems and application to operational optimization. *ENERGY*, 34(3): 261-273.
- [7] Curso de turbinas a gas, disponible en: <http://www.turbinasdegas.com/index.php/la-turbina-de-expansion>
- [8] VIRGIL MORNING FAIRES, *Thermodynamics*, 4 edition 1962.
- [9] Manual de operaciones Amoniaco versión 0.1. ABOCOL-Cartagena. 2004.



-
- [10] Manual área de generación de vapor planta norte. ABOCOL- Cartagena. 2008.
 - [11] TURBINE INLET COOLING ASSOCIATION. Technology Overview of Turbine Inlet Cooling. 2010. www.turbineinletcooling.org.
 - [12] 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.
 - [13] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.PTC 4.4 Gas Turbine Heat Recovery Steam Generators. New York. 1981.
 - [14] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.PTC 22 Performance Test Code on Gas Turbines
 - [15] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.PTC 1 General Instructions.
 - [16] 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.
 - [17] *Combined Heat and Power. Evaluating the benefits of greater global investment*
[Internet] (2008). Paris, Francia: International Energy Agency (IEA). [Última consulta 15/11/2010] Disponible en: http://www.iea.org/papers/2008/chp_report.pdf
 - [18] *TRIGEMED. Promotion of tri-generation technologies in the tertiary sector in Mediterranean countries (Greece, Italy, Spain, Portugal)*, [Internet] (2003). Portugal:Agência para a Energia. [Última consulta 15/11/2010] Disponible en:<http://www.managenergy.net/download/nr128.pdf>
 - [19] Borroto Nordelo, A. B. (1999). *Sistemas de Cogeneración*. Cienfuegos: Universidad Cienfuegos.



-
- [20]ANDEG. (15 de 07 de 2012). <https://andeg.org/>. Recuperado el 15 de 07 de 2012, de <https://andeg.org/>: <https://andeg.org/>
 - [21]Cengel, Y. (2007). *Termodinamica*. Reno: McGraw Hill.
 - [22]Chicco G, M. P. (2008). A unified model for energy and environmental performance assessment of natural gas – fueledpoly – generation systems. *Energy Conversion and Management* , 2069 -2077.
 - [23]CHOSE. (2001). Energy Savings by Combined Heat Cooling And Power Plants (CHCP) in the Hotel Sector. *Final* .
 - [24] *Refrigeración por absorción 10kW Características técnicas* [Internet]. Sonnenklima, [Última consulta 30/01/2011] Disponible en http://www.sonnenklima.de/download/Technisches_Datenblatt_suninverse.pdf
 - [25] *Water Fired Single-Effect Chillers and Chiller-Heaters. Specification* [Internet]. Yazaki Energy Systems, Inc. [Última consulta 30/01/2011] Disponible en: <http://www.yazakienergy.com/waterfiredspecifications.htm>
 - [26] *Plantas enfriadoras de agua por ciclo de absorción con solución de bromuro de litio y agua accionadas por agua caliente. Características técnicas* [Internet]. Absorsistem Ecología en frío: Thermax. [Última consulta 30/01/2011] Disponible en:<http://www.absorsistem.com/index.php/Thermax/Introduccion-Thermax.html>
 - [27] Incropera, F.P. y DeWitt, D.P. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New Tork, USA: John Wiley & Sons.

-
- [28] WARK, K. J. *Termodinámica*. Quinta Edición. Mc-Graw Hill. New York. 1996.
 - [29] GANAPATHY, V. *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators calculations*. 2nd Ed. Texas: ABCO, 2000.
 - [30] KUMAR RAYAPROLU. *Boilers for power and process*. CRC PRESS, 2009.
 - [31] 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.
 - [32] E. TEOPA CALVA A, M. PICON NUÑEZ B, M.A. RODRÍGUEZ TORAL. *Thermal integration of trigeneration systems*. EL SERVER. 2004.
 - [33] PORTAFOLIO. (15 de 07 de 2012).
<http://www.portafolio.co/indicadores/acciones>. Recuperado el 15 de 07 de 2012, de <http://www.portafolio.co/indicadores/acciones>
 - [34] Schicktanz M.D, W. J. (2011). *Primary energy and economic analysis of combined heating, cooling and power*. *Energy* 36 , 575-585.
 - [35] TRIGENERACIÓN INDUSTRIAL-CALCULOS TERMODINÁMICOS Y ECONÓMICOS CASO ABOCOL CARTAGENA. Sergio Ballestas,UTB.2012
 - [36] MODELIZACIÓN Y ANÁLISIS ENERGÉTICO DE CONFIGURACIONES DE TRIGENERACIÓN EN EDIFICIOS. Miguel Angel Marimón Sarmiento, Universitat Rovira I Virgili.2011
 - [37] ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA EN UN SISTEMA DE COGENERACION Y TRIGENERACION. Mse. SAUL PEREZ PEREZ. Mse. JEFFERSON SAJONA RIQUET Mse. JOSE OSPINO COBO. Mse. YOSVIDA FUENTES GONZALES, Universidad Autónoma del Caribe.2012



ANEXOS

PROGRAMA DE CALCULO DE INDICES ECONOMICOS Y ENERGETICOS EN SCILAB

```
tesismejorada .sce (/tesismejorada .sce) - SciNotes
tesismejorada .sce (/tesismejorada .sce) - SciNotes
tesismejorada .sce x compent.txt x caldera.txt x TURB.txt x
1 //*****ANALISIS DEL COMPRESOR*****\
2 clc
3 k=1.4
4 k1=1.67
5 n=1.6
6 R=0.2870 // constante universal del aire (KJ/kg K)
7 landa=3.5 //
8 HHV=55385.605 // poder calorifico superior (kj/kg)
9 LHV=49914 // poder calorifico inferior kj/kg
10 A=3.15*10^-4 // (kg/kj)
11 Cpa=1.04 // Calor Especifico del aire (Kj/kg K)
12 Cpg=1.34 // Calor Especifico del gas (kj/kg K)
13 d_a=1.293 // Densidad del agua (kg/m^3)
14 d=0.68893 // Densidad del combustible (kg/m^3)
15 COP=0.7
16
17 //*****VALIDACION DE DATOS*****\
18 datos_compresor=read("compent.txt",-1,3)
19 pres_in=datos_compresor(:,1) // presion entrada del compresor (psig)
20 temp_in=datos_compresor(:,2) // temperatura de entrada del compresor (F)
21 pres_out=datos_compresor(:,3) // presion de salida del compresor (psig)
22
23 datos_turbina=read("TURB.txt",-1,6)
24 pres_int=datos_turbina(:,1) // presion de entrada a la turbina (psig)
25 temp_outt=datos_turbina(:,2) // temperatura de salida de la turbina (F)
26 temp_incomb=datos_turbina(:,3) // temperatura de entrada del combustible (K)
27 m_comb=datos_turbina(:,4) // flujo de combustible (lb/h)
28 pres_comb=datos_turbina(:,5) // presion del combustible (psig)
29 pot_elec=datos_turbina(:,6) // potencia electrica generada (MW)
30
31 datos_caldera=read("caldera.txt",-1,7)
32 temp_aa=datos_caldera(:,1) // temperatura del agua de la entrada (F)
33 pres_aa=810
34 m_aa=datos_caldera(:,2) // flujo de agua que entra a la caldera (lb/h)
35 temp_vap=datos_caldera(:,3) // temperatura del vapor en la salida (F)
36 pres_vap=datos_caldera(:,4) // presion del vapor en la salida (F)
37 m_vap=datos_caldera(:,5) // flujo de vapor a la salida de la caldera (lb/h)
38 temp_ing=datos_caldera(:,6)
39 temp_outg=datos_caldera(:,7) // temperatura del gas a la salida de la caldera (F)
40
```



```

tesismejorada .sce (/tesismejorada .sce) - SciNotes
tesismejorada .sce (/tesismejorada .sce) - SciNotes
tesismejorada .sce X compent.txt X caldera.txt X TURB.txt X
39 temp_outg=datos_caldera(:,1)//temperatura del gas a la salida de la calder(F)
40
41 for (i=1:1:12)
42     ....
43     //*****CICLO BRAYTON*****\
44     //-----CALCULOS COMPRESOR-----\
45
46     temp_in(i)=(temp_in(i)+459.67)/1.8;//conversion de unidad de (F) a (K)
47     T2_s(i)=(pres_out(i)/pres_in(i))^((k-1)/k)*temp_in(i);//Temperatura Salida Isentro
48     pica (K)
49     T2_r(i)=(pres_out(i)/pres_in(i))^(n-1/n)*temp_in(i);//Temperatura Salida Real (K)
50     .... h1_in(i)=1.00571*(temp_in(i)-298)+298.18; // Entalpia entrada (Kj/Kg.K)
51     .... h2_s(i)=1.056*(T2_s(i)-630)+638.63;//Entalpia Salida isentropica (Kj/Kg.K)
52     .... h2_r(i)=1.096*(T2_r(i)-780)+800.03;//Entalpia de salida real (Kj/kg.K)
53     .... m_comb(i)=m_comb(i)/7920//Masa del combustible (kg/s)
54
55     m_aire(i)=(m_comb(i)*HHV*landa*A)*1.2;//masa del aire (kg/s)
56     m_gas(i)=m_aire(i)+m_comb(i)//masa del gas (kg/s)
57
58     //-----CALCULOS COMBUSTOR-----\
59     Tc(i)=(LHV+(A*landa*HHV*Cpa*T2_r(i)))/(A*landa*HHV*Cpg);//temperatura salida del combu
60     stor(K)
61
62     //-----CALCULOS TURBINA-----\
63     temp_outt(i)=(temp_outt(i)+459.67)/1.8;//conversion de (F) a (K)
64     Cp_in(i)=0.9375+((0.01215/10^2)*Tc(i))+((0.0167/10^5)*(Tc(i)^2))-((0.07164/10^9)*Tc
65     (i)^3);//calor especifico real de los gases a la entrada de la turbina (kj/kg.K)
66     Cp_out(i)=0.9375+((0.01215/10^2)*temp_outt(i))+((0.0167/10^5)*(temp_outt(i)^2))-((0.07
67     164/10^9)*temp_outt(i)^3);//calor especifico real salida de los gases de la turbina
68     (Kj/Kg.K)
69     Q_TG(i)=m_gas(i)*(Cp_in(i)*Tc(i)-Cp_out(i)*temp_outt(i))//KJ/s
70     V_ng(i)=(m_comb(i)/d)*3600//consumo del combustible por hora(m^3/h)
71     q_r(i)=V_ng(i)*LHV*d//consumo de calor (KJ/h)
72     W_s(i)=V_ng(i)/(pot_elec(i)*10^3) //Consumo especifico de combustible (m^3/Kw.h)
73     //-----INDICADORES DEL CICLO BRAYTON-----\
74
75     //COMPRESOR
76     Wc_adiabatico(i)=R*temp_in(i)*m_aire(i)*(k/(k-1))*(((pres_out(i)/pres_in(i))^((k-1)/k)
77     )-1);//(Trabajo adiabatico-KJ/s)
78     Wc_real(i)=Q_TG(i)-(pot_elec(i)*10^3)//Trabajo real del compresor (kj/s)
79     n_r(i)=(h2_s(i)-h1_in(i))/(h2_r(i)-h1_in(i))*100;//Eficiencia real compresor

```



```

tesismejorada .sce (/tesismejorada .sce) - SciNotes
tesismejorada .sce X compent.txt X caldera.txt X TURB.txt X
76 n_comp_real(i)=Wc_adiabatico(i)/Wc_real(i); // Eficiencia adiabatica del compresor
77
78 //COMBUSTOR
79 q_ad(i)=Cp_in(i)*Tc(i)*m_gas(i)//KJ/s
80 n_comb(i)=(q_ad(i))/(m_comb(i)*LHV)//Eficiencia combustion-0J00000
81
82 //TURBINA
83 HR(i)=q_r(i)/(pot_elec(i)*10^3)//heat rate (KJ/KW.h)
84 n_t(i)=pot_elec(i)*10^3*3600*100/q_r(i)
85 n_t_ter(i)=Q_TG(i)*3600*100/q_r(i)
86
87 //*****BLOQUE DE COGENERACION*****\
88
89 //CALDERA HRSG
90 temp_outg(i)=(temp_outg(i)+459.67)/1.8// conversion de (F) a (K)
91 temp_ing(i)=(temp_ing(i)+459.63)/1.8// conversion de (F) a (K)
92 m_aa(i)=m_aa(i)/7920//kg/s
93 m_vap(i)=m_vap(i)/7920//kg/s
94 Cp_ing(i)=0.9375+((0.01215/10^2)*temp_ing(i))+((0.0167/10^5)*(temp_ing(i)^2))-((0.071
64/10^9)*temp_ing(i)^3); //Cp real entrada de los gases HRSG
95 Cp_outg(i)=0.9375+((0.01215/10^2)*temp_outg(i))+((0.0167/10^5)*(temp_outg(i)^2))-((0.
07164/10^9)*temp_outg(i)^3) //CP real salida de los gases HRSG
96 x(i)=(1.0354*(temp_aa(i)-300))+270.53
97 y(i)=(1.0324*(temp_aa(i)-300))+271.46
98 h_aa(i)=(((y(i)-x(i))/500)*pres_aa)+x(i)*2.3195// Entalpia agua de alimentacion (kj/
kg)
99 f(i)=0.553*(temp_vap(i)-800)+1408
100 s(i)=0.563*(temp_vap(i)-800)+1403.4
101 h_vap(i)=(((s(i)-f(i))/100)*(pres_vap(i)-600))+f(i))*2.3195//Entalpia del vapor (kj/k
g)
102 q_vap(i)=(m_vap(i)*(h_vap(i)-h_aa(i)))
103 n_gv(i)=(m_vap(i)*(h_vap(i)-h_aa(i)))/(m_gas(i)*(Cp_ing(i)*temp_ing(i)-Cp_outg(i)*temp
_outg(i)))
104
105 //Eficiencia del bloque de cogeneracion
106 n_bloque(i)=(pot_elec(i)*10^3+(m_vap(i)*(h_vap(i)-h_aa(i))))/(V_ng(i)*LHV*d*(1/3600))
107
108 //*****SISTEMA DE REFRIGERACION*****\
109
110 temp_deseada(i)=20+273.1
111 Wc(i)=R*temp_deseada(i)*m_aire(i)*(k/(k-1))*(((pres_out(i)/pres_in(i))^(k-1)/k)-1)
112 p_elect(i)=Q_TG(i)-Wc(i)// Potencia electrica deseada (Kw)
113 HR_tri(i)=q_r(i)/p_elect(i)// (Kj/KW.h)

```