

PROYECTO DE GRADO
INGENIERÍA QUÍMICA



**ANÁLISIS EXERGETICO DE UN
CICLO COMBINADO EN UNA PLANTA
INDUSTRIAL**

**Rafael Arturo Murillo Púa.
Mauricio de Jesús Montalvo Mosquera.**



**UNIVERSIDAD DE CARTAGENA
FACULTAD DE INGENIERÍAS**



ANÁLISIS EXERGETICO DE UN CICLO COMBINADO EN UNA PLANTA INDUSTRIAL

**RAFAEL ARTURO MURILLO PÚA.
MAURICIO DE JESÚS MONTALVO MOSQUERA.**

**(Director del proyecto)
ING. LUIS FERNANDO LESMES DUQUE**

**(Codirectora del Proyecto)
LESLY P. TEJEDA B, MSc.**



**UNIVERSIDAD DE CARTAGENA
FACULTAD DE INGENIERIAS
PROGRAMA DE INGENIERIA QUIMICA
CARTAGENA DE INDIAS D. T Y C**

2012



Nota de aceptación

Presidente del jurado

Jurado

Jurado



DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a:

DIOS primero que todo, que nos dio la fuerza de voluntad necesaria para llegar a la finalización de este proyecto.

Nuestras MADRES que con su valioso apoyo e incansable ánimo nos alentaron para llegar a esta meta, amor de madre solo hay uno, y ellas siempre han estado ahí cuando las hemos necesitado y cuando no, también.

Nuestro demás FAMILIARES que en todo momento se preocuparon por el bienestar de nuestro proyecto y por mostrar su apoyo incondicional.

Nuestros AMIGOS y COMPAÑEROS con los cuales recorrimos este camino ameno a la graduación, los cuales también nos mostraron su apoyo para alcanzar esta meta.



AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Abonos Colombianos S.A. ABOCOL por abrirnos las puertas y permitir que nuestro proyecto fuera llevado a cabo en su planta de producción de servicios industriales.

Agradecemos especialmente al ingeniero Luis Fernando Lesmes Duque ingeniero del área de producción de servicios industriales por prestar un poco de su tiempo en la asesoría de nuestro proyecto

Agradecemos a la ingeniera Lesly Tejeda por permitirnos acudir a ella para la correcta consecución de este proyecto y por estar al pendiente de nosotros en todo este proceso.

Agradecemos al cuerpo docentes de nuestro programa, un grupo de personas excepcionales que en todo momento cuando solicitamos un consejo no dudaron en dárnoslo

Agradecemos a nuestros amigos y compañeros por el apoyo

Agradecemos a la Universidad de Cartagena por permitirnos desarrollar en sus instalaciones nuestro proceso de preparación del nuevo camino que vamos a emprender, como lo es la vida profesional.

Rafael Arturo Murillo Púa
Mauricio de Jesús Montalvo Mosquera



CONTENIDO

RESUMEN	XIV
INTRODUCCIÓN	1
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
2. JUSTIFICACIÓN	5
3. OBJETIVO GENERAL	7
3.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	7
4. LÍNEA DE INVESTIGACIÓN Y ÁREA TEMÁTICA.....	8
5. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE.....	9
5.1 INICIOS Y PRESENTE DE LOS CICLOS COMBINADOS	16
6. MARCO TEÓRICO.....	18
6.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE UN CICLO COMBINADO.....	18
6.2 CONFIGURACION GENERAL DE UN CICLO COMBINADO.....	19
6.3 CICLOS COMBINADOS Y MEDIOAMBIENTE	21
6.4 CICLOS COMBINADOS EN COLOMBIA	22
6.4.1 Plantas de ciclo combinados en Colombia	22
6.4.2 Disposición de combustible en Colombia.	24
6.5 TERMODINÁMICA DE UN CICLO COMBINADO.....	28
6.5.1 Ciclo de Joule-Brayton.....	28
6.5.2 Ciclo de Rankine.....	31
6.5.3 Ciclo combinado	33
6.6. EXERGÍA.....	35
6.6.1 Generalidades (Primera y segunda ley).....	35
6.6.2 El ambiente de referencia (Entorno)	37
6.6.3 Estado muerto.....	40
6.6.4 Exergía asociadas	40
6.6.5 Exergía de una corriente de fluido: exergía de flujo o corriente.	40
6.6.6 Transferencia de exergía por Calor, Trabajo y Masa.....	42
6.6.7 Volúmenes de control	43
6.6.8 Exergía para sistemas de flujo estacionario	44



6.6.9 Exergía química	45
6.6.10 Balance general de exergía	47
6.6.11 Eficiencia exergética	47
7. METODOLOGÍA.....	50
7.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA METODOLOGÍA	50
7.2 ZONA DE INVESTIGACIÓN	51
7.3 DIAGRAMA PARA EL DESARROLLO DE ANÁLISIS EXERGÉTICO	52
7.4 ESPECIFICACIONES DE VOLUMEN DE CONTROL	53
7.5 MEDIO AMBIENTE, IDEALIZACIONES Y TIPOS DE VARIABLES.....	53
7.6 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA DE ESTUDIO	55
7.7 IDENTIFICACION EQUIPOS Y DE FLUJOS DEL PROCESO	57
7.7.1 Toma de datos	59
7.8. ANALISIS TERMODINÁMICO	60
7.8.1 Exergía específica.....	60
7.8.2 Volúmenes de control	63
8. RESULTADOS	68
9. ANALISIS Y DISCUSIÓN	76
9.1 DISTRIBUCIÓN ENERGÉTICA DE LA PLANTA EN GENERAL	76
9.2 RADIO DE DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA TOTAL	76
9.3 ZONAS DE CICLO COMBINADO	78
9.3.1 Zona Turbogas.....	79
9.3.2 Zona HRSG	85
9.3.3 Zona calderas	87
9.3.4 Zona turbovapor.....	95
9.3.5 Resumen de eficiencias energéticas y exergéticas de equipos.....	97
9.3.6 Ciclo Joule-Brayton.....	97
9.3.7 Ciclo Rankine.....	100
10. ESTIMACIÓN ECONÓMICA	103
11. CONCLUSIONES.....	110
12. RECOMENDACIONES	113
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	114



LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Proyectos ciclos combinados en Colombia	24
Tabla 2. Tipos de variables	54
Tabla 3. Equipos	57
Tabla 4. Composición molar de gases, en calderas, HRSG y estado de referencia	62
Tabla 5. Porcentaje de Aire en exceso	65
Tabla 6 Balance General de masa, energía y exergía para equipos de la Planta. Servicios industriales	66
Tabla 7. Trabajo generación de potencia ciclo de Joule-Brayton	68
Tabla 8. Calor suministrado por los gases a HRSG y Calderas	69
Tabla 9. Calor absorbido agua y potencia del ciclo de Rankine	69
Tabla 10: Temperaturas minimas de gas de combustión a la salida de hogar	70
Tabla 11. Exergía suministrado a los ciclos	71
Tabla 12. Exergía destruida en cada equipo del proceso	71
Tabla 13. Exergía perdida en gases a la atmosfera	72
Tabla 14 Trabajo reversible en equipos consumidores de energía	73
Tabla 15. Trabajo reversible en equipos productores de energía.	73
Tabla 16. Eficiencias: energética, exergética y radio de destrucción de exergía en cada equipo del proceso	74
Tabla 17. Eficiencia Energética y exergética en cada ciclo (Joule-Brayton y Rankine)	75
Tabla 18. Comparación de eficiencia de compresor y turbina de gas	85
Tabla 19. Comparación HRSG	87
Tabla 20. Comparación eficiencias de calderas	94
Tabla 21. Comparación de eficiencia para la turbina de vapor	96
Tabla 22. Comparacion eficiencias ciclo Joule-Brayton	99



Tabla 23. Comparación de eficiencias ciclo de Rankine	101
Tabla 24. Comparación del ciclo combinado	102
Tabla 25. Valoración económica de exergía destruida	105
Tabla 26. Valoración económica de exergía perdida	106



LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Configuración general del ciclo combinado [1]	20
Figura 2. Configuración 2x1 de un ciclo combinado	20
Figura 3. Capacidad efectiva del Sistema Interconectado Nacional (SIN) a diciembre 31 de 2010[37]	23
Figura 4. Tipo de generación térmica en Colombia a 31 de diciembre de 2008 [37]	23
Figura 5. Suministro de gas natural por campos, Costa atlántica [41]	25
Figura 6. Consumo de gas natural por sectores Costa atlántica [41]	26
Figura 7. Pronóstico de consumo nacional de gas natural por sectores [41]	27
Figura 8. (a) Ciclo de Joule-Brayton abierto; (b) ciclo de Joule-Brayton cerrado	30
Figura 9. Diagrama P-V ideal de Joule-Brayton	30
Figura 10. Diagrama T-S – Ciclo teórico Joule-Brayton – Ciclo real Joule-Brayton	31
Figura 11. Diagrama T-S Ciclo ideal de Rankine	32
Figura 12. Diagrama T-S desviación de la idealidad ciclo de Rankine	33
Figura 13. Ciclo Combinado acople de Ciclo Joule-Brayton y Ciclo Rankine	34
Figura 14. Sistema cerrado	39
Figura 15. Diagrama de flujo análisis exergético	52
Figura 16. Ciclo Combinado Planta industrial ABOCOL	56
Figura 17. Proceso de generación de electricidad ABOCOL	56
Figura 18. Planta servicios industriales Abocol Discriminación de flujos	58
Figura 19. Proceso adiabático de intercambio en calderas	69
Figura 20. Diagrama Sankey P. Servicios industriales ABOCOL	76
Figura 21. Porcentaje de exergía no utilizada en la planta	77
Figura 22. Variación de la temperatura de entrada a la turbina de gas durante 4 días	79



Figura 23. Variación de Temperatura entrada turbina gas (°F) vs Eficiencia exergética Joule- Brayton (por uno)	80
Figura 24. Eficiencia isentropica turbina gas (%) vs Eficiencia exergética ciclo Joule- Brayton (por uno)	81
Figura 25. Variación de la presión de entrada a la turbina de gas durante 4 días	82
Figura 26. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) y radio de destrucción de exergía (por uno), Zona turbogas	83
Figura 27. Factor de Carnot (por uno) vs Temperatura de gases de combustión	84
Figura 28. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) y radio de destrucción de exergía (por uno) HRSG	85
Figura 29. Porcentaje de exergía no utilizada HRSG	86
Figura 30. Eficiencia energética (por uno) y exergética (por uno), caldera 103 para el proceso real y el proceso teórico	88
Figura 31. Eficiencia energética (por uno) y exergética (por uno), caldera 104 para el proceso real y el proceso teórico.	88
Figura 32. Eficiencia energética (por uno) y exergética (por uno), caldera 305 para el proceso real y el proceso teórico	89
Figura 33. Porcentaje de exergía no utilizada por componente en caldera 103 (a) Proceso real (b) Proceso Teórico.	90
Figura 34. Porcentaje de exergía no utilizada por componente en caldera 104 (a) Proceso real y (b) Proceso Teórico.	90
Figura 35. Porcentaje de exergía no utilizada por componente en caldera 305 (a) Proceso real y (b) Proceso Teórico.	91
Figura 36. (a) Eficiencia exergética (por uno) caldera 103, y (b) Temperatura gases combustión (°F) vs % exceso de aire	92



Figura 37. (a) Eficiencia exergética (por uno) caldera 104, y (b) Temperatura gases combustión (°F) vs % exceso de aire	92
Figura 38. (a) Eficiencia exergética (por uno) caldera 305, y (b) Temperatura gases combustión (°F) vs % exceso de aire	92
Figura 39. Eficiencia exergética (Por uno) de calderas (a) 103, (b) 104 y (c) 305 vs Purgas	94
Figura 40. Variación de temperatura a la entrada de la turbina de vapor durante 4 días	95
Figura 41. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) y radio de destrucción de exergía (por uno) en la Zona Turbovapor	96
Figura 42. Eficiencia energética (por uno) y exergética (por uno) promedio por equipos.	97
Figura 43. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) del ciclo de Joule-Brayton durante 4 días	98
Figura 44. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) del ciclo de Joule-Brayton	99
Figura 45. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) del ciclo de Rankine durante 4 días	100
Figura 46. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) del ciclo de Rankine	101
Figura 47. Temperatura mínima del metal en el lado frío de los calentadores de aire tipo recuperativo en función de la cantidad de azufre de los combustibles [78]	107



LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1. Planta de servicios industriales Abocol Discriminación de flujos	121
ANEXO 2. Entropías y Entalpías específicas de las corrientes halladas por ASPEN HYSYS 2006 ®	123
ANEXO 3. Exergía y Entalpía de Corrientes del proceso	125
ANEXO 4: Aplicación de los balances de energía y exergía	127
ANEXO 5 Resultados del balance de energía	144
ANEXO 6. Resultados del balance de exergía	148
ANEXO 7: Algoritmo propiedades específicas por ASPEN HYSYS	152
ANEXO 8: Descripción planta ABOCOL	157
ANEXO 9. Balances energéticos y exergéticos (Adiabáticos)	163
ANEXO 10. Eficiencias adiabáticas	165
ANEXO 11. Tabla de variación de condiciones el ciclo Joule-Brayton	166
ANEXO 12. Tabla de variación de condiciones el ciclo Rankine	167
ANEXO 13. Tabla de valores: variación en la eficiencia isentrópica en la turbina de gas	168
ANEXO 14. Tabla de valores: variación en la temperatura de entrada en la turbina de gas.	169



NOMENCLATURA

\dot{m}	Flujo másico.kg/s
\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor. kJ/ s
Q	Calor transferido. kJ
\dot{W}	Trabajo. kJ
h	Entalpia especifica. kJ/ kg
H	Entalpia. kJ
T	Temperatura. K; °F
C_p	Calor especifico. kJ/ kg K
S	Entropía especifica. kJ/ kg °C
μ	Potencial químico.
P	Presión. psig
y_i	Fracción molar del componente i
Ex	Exergía. kJ/kg
ψ	Exergía de flujo. kJ/ kg
V	Volumen. m ³
ε	Eficiencia exergética. %
η	Eficiencia energética %
η_{isen}	Eficiencia energética %
γ''	Radio de destrucción de exergía
Π	Proceso genérico
ζ	Sistema
Ω	Entorno



$c_{Fuel,k}$

Costo unitario del fuel

$c_{Pr,k}$

Costo unitario del producto

$c_{Lr,k}$

Costo unitario de las pérdidas

$\dot{C}_{d,k}$

Costo de la exergía destruida

Subíndices

neto

Neto

d

Destruida

ent

Entrada

Sal

Salida

des

Desechado

alr

Alrededores

gen

Generación

max

Máximo

min :

Mínimo

1,2,3,..., z

Puntos de estado

O

Estado muerto o Medioambiente

vc

Volumen de control

Q

Calor

W

Trabajo

C

Cinética

P

Potencial

f

Física

q

Química



<i>TG</i>	Turbina de Gas
<i>CC</i>	Cámara de combustión
<i>CA</i>	Compresor de aire
<i>Cf</i>	Compresor de combustible
<i>HRSG</i>	Caldera de recuperación
<i>SC₂</i>	Supercalentador 2
<i>SC₁</i>	Supercalentador 1
<i>EV</i>	Evaporador
<i>EC</i>	Economizador
<i>Cal103</i>	Caldera 103
<i>Cal104</i>	Caldera 104
<i>Cal305</i>	Caldera 305
<i>Cond</i>	Condensador
<i>BO01</i>	Bomba 01
<i>BO02</i>	Bomba 02

Superíndices

0 : Propiedad estándar



RESUMEN

La creciente demanda energética del sector industrial de Mamonal y la necesidad del consumo eléctrico continuo en procesos químicos y físicos a gran escala, llevan a ciertas empresas a instalar plantas, para el autoabastecimiento térmico y eléctrico, esto sumado a la importancia de conocer que tan eficientes son los equipos encargados de la transformación energética, conllevan a la realización de un análisis termodinámico. En este estudio, se presenta el desarrollo de un análisis exergético a un ciclo combinado, en la planta de servicios industriales de la empresa Abocol S.A, para ello se definieron las condiciones de operación basadas en datos reales de la planta, posteriormente se dividió al sistema en volúmenes de control a los cuales se le realizaron balances de energía y exergía, esto permitió localizar los principales focos de ineficiencia debida a las irreversibilidades de este ciclo de potencia.

El ciclo combinado empleado en Abocol S.A, cuenta con la capacidad de producir hasta 24 MW, de los cuales 12.5 MW son producidos por el ciclo de gas y 11.5MW por el ciclo de vapor, los resultados obtenidos de el análisis exergético, mostraron que las calderas son las principales contribuyentes a la destrucción de exergía, con un valor de 23 % para la caldera 305 y 7% para las calderas 104 y 103, estos equipos también presentaron las eficiencias exergéticas más bajas, con valores entre el 53.9% y el 59.7%, esto debido a las irreversibilidades inherentes al proceso de combustión y al de intercambio de calor. Por último se encontró que existe una baja considerable en la eficiencia exergética del ciclo combinado en comparación a otros ciclos similares, debido al bajo aporte de el ciclo de Rankine a la generación de energía eléctrica solo aporta en promedio un 11.3 % a la eficiencia global del ciclo, porcentaje bajo en comparación al 32.4 % aportado por el ciclo Joule-Brayton, pero que está sujeto a los requerimientos de vapor en otras plantas de la empresa.

Palabras claves: Eficiencia energética, exergía, análisis exergético, exergía destruida, ciclo combinado.



ABSTRACT

The increasing energy demand of the industrial sector of Mamonal and the need of electricity in chemical and physical process, leads some companies to install self-sufficiency plants for thermal and electrical energy generation, this added to the importance of know how efficient is the equipment liable to energy transformation, these leads to the realization of a thermodynamic analysis. In this work, exergy analysis for a combined cycle in the Abocol S.A utilities plant was performed. For this the conditions were defined based on data provided by Abocol S.A. The system was divided into control volumes to which were performed energy and exergy balance; this allowed us to locate the main source of inefficiency due to the irreversibility of this power cycle.

The combined cycle used in Abocol S. A, has the capacity to produce up to 24 MW, of which 12.5 MW are produced by gas cycle and 11.5MW by the steam cycle, the results obtained from the exergetic analysis showed that the boilers are the principal contributors to the destruction of exergy , with a value of 23 % for the boiler 305 and 7% for the boilers 104 and 103, these equipment also submitted the lowest exergetics efficiencies, with values between 53.9 % and 59.7 %, this due to the irreversibilities inherent to the combustion process and the exchange of heat. Finally it was found that there is a substantial drop in the efficiency of the combined cycle exergetic in comparison to other similar cycles, due to the low contribution of the Rankine cycle for electrical energy generation only brings in an average 11.3 % to the global efficiency of the cycle, is a low percentage compared to 32.4% provided by Joule-Brayton cycle, but which is subject to the requirements of steam in other plants of the company.

Key words: energy efficiency, exergy, exergy analysis, exergy destroyed, combined cycle.



INTRODUCCIÓN

En el pasado la producción energética se basaba en aprovechar los recursos hídricos y eólicos mediante el empleo de maquinarias rústicas como los molinos de agua y de vientos. Con la invención de la maquina térmica y los avances tecnológicos, se ha hecho un uso más eficiente de los recursos energéticos disponibles, tales como el carbón, petróleo y gas natural, favoreciendo la producción y consumo de bienes y servicios indispensables para el desarrollo social.

Con el inicio del consumo de combustibles fósiles, se desarrollaron equipos como la turbina de vapor para la generación de energía eléctrica, siendo el método más utilizado en el siglo pasado, ya que para la época poseían un buen rendimiento. Al día de hoy las turbinas de vapor han sido desplazadas por los sistemas de turbina a gas, como los ciclos simples y ciclos combinados, debido a que presentan rendimientos más elevados, lo que a su vez implica ventajas ambientales y económicas [1].

Los ciclos simples y ciclos combinados para la generación eléctrica, son métodos de gran aceptación por la eficiencia que poseen. La implementación de los ciclos simples se ha visto reducida por la de los ciclos combinados, ya que la configuración de estos últimos permite un mejor rendimiento y aprovechamiento de los combustibles fósiles.

Hoy en día La importancia de implementar procesos de transformación de energía con mínimo consumo de materia prima y alta eficiencia se hace necesario, ya que la demanda mundial de energía va en aumento, y se busca que los nuevos proceso tengan buenos rendimientos energético; los ciclos combinados al ser máquinas de transformación de energía térmica a energía eléctrica permiten ser evaluados desde un punto de vista termodinámico, de forma que se pueda determinar qué tan eficientes son en la transformación de la energía.



El estudio de procesos productivos en los cuales hay consumo o transformación de energía, tienen como base fundamental la primera ley de la termodinámica, que habla sobre la conservación de la energía y expresa que ésta no se crea ni se destruye, sino que, se transforma. Al introducir el segundo principio de la termodinámica se posee un análisis más completo, donde se tiene en cuenta el aprovechamiento de los recursos para la producción eficiente de energía, ésta es la base de un análisis exergético, con el cual se puede hacer un seguimiento de la disposición de energía en el proceso e identificar la ubicación y posible causa de las pérdidas energéticas o punto de ineficiencia.

En la actualidad, varias industrias cuentan con plantas de autogeneración de energía eléctrica y vapor de proceso, entre las cuales se encuentra Abonos Colombianos S.A ABOCOL en donde el mecanismo implementado para esta finalidad es un ciclo combinado a gas natural. Este ciclo constituye una de las partes fundamentales de la empresa y está encaminado a la producción de energía eléctrica y a entregar vapor a procesos de producción de amoníaco, ácido nítrico, nitrato de amonio, fertilizantes compuestos por nitrógeno amoniacal, fósforo y potasio (NPK); los cuales requieren un alto consumo energético.

En este trabajo, y de acuerdo con lo anterior, se realiza un análisis exergético con la finalidad de evaluar el ciclo combinado existente en ABOCOL, analizando el proceso de manera global y por etapas, para determinar si las condiciones de operación actuales presentan un porcentaje de eficiencia energética y exergética adecuados, e incluye una valoración económica de las pérdidas de exergía, y sugerencias para disminuirlas, ya que todo ahorro de energía se traduce en un ahorro económico.



1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El consumo de energía, y las dificultades que existen para satisfacer su creciente demanda, están anticipando un escenario de crisis energética global, lo que ha motivado la búsqueda de nuevas fuentes de energía alternativa y además se ha aumentado el interés por implementar procesos que estén orientados al ahorro energético.

También se tiene en cuenta que la producción y uso de energía genera problemas medio ambientales, por lo que las nuevas alternativas para mejorar el abastecimiento energético deben ser opciones que minimicen o que no tengan implicaciones ambientales negativas. Para lograrlo, se requiere mejorar la eficiencia con la que se utiliza la energía y reducir las emisiones de contaminantes. Por lo tanto, a nivel industrial se habla sobre ahorro de energía, control de emisiones y conservación de recursos; de ahí que la tecnología vaya encaminada a la búsqueda de procesos más eficientes, con una mejor disposición de la materia prima y un mejor control en sus emisiones al ambiente, de tal forma que haya una reducción en el impacto que tiene el proceso con el entorno.

Se hace necesario enfocar los estudios al ahorro de energía y a la evaluación de procesos de alto consumo energético, para identificar las pérdidas energéticas y definir su eficiencia. El análisis exergético basado en la segunda ley de la termodinámica, es una metodología con aceptación en la actualidad debido a que es aplicable a todo tipo de procesos, permite calcular la eficiencia de éstos y de sus etapas, mostrando que tan cerca se encuentran de la idealidad, y a su vez, permite distinguir los puntos de mayor pérdida energética para tomar acciones correctivas.

En Colombia una proporción de las industrias cuenta con sus propias plantas de generación de energía eléctrica, con la intención de autoabastecerse, Teniendo en cuenta que generar su propia energía eléctrica es más económicos y que se



controla mejor el suministro de energía continua a sus procesos de producción, evitando problemas como el alto costo de la energía, mal servicio, mala calidad, cortes continuos y apagones. Además con la intención de que su proceso se realice de manera eficiente y con miras a la mejora continua.

En el sector industrial de Mamonal, específicamente en la empresa Abonos Colombianos S.A. ABOCOL existen procesos que consumen gran cantidad de energía, la cual es suministrada a través de su planta de generación eléctrica de ciclo combinado. Debido al tiempo de uso que llevan algunos equipos y al desaprovechamiento de energía ocasionado por irreversibilidades del proceso, la empresa considera necesario llevar a cabo un análisis que les permita determinar cuán eficiente es el proceso de generación eléctrica, por medio de un diagnóstico referente al uso real que se le da a los recursos energéticos.

El presente trabajo de investigación nace de la necesidad de evaluar el aprovechamiento de la energía en procesos de producción o sistemas termodinámicos en ABOCOL, enfocándose principalmente en la zona de servicios industriales, donde se cuenta con un ciclo combinado. Al ser el objeto de estudio un ciclo combinado (turbogas-turbovapor), se quiere evaluar cuán eficiente es este en la producción de electricidad y vapor, de igual forma definir parámetros para la identificación de los puntos críticos que se tienen que controlar para que se dé la máxima producción de trabajo posible o acercarse a ella.



2. JUSTIFICACIÓN

Satisfacer la creciente necesidad de energía en el mundo con recursos no renovables será poco probable, por esto se han estudiado alternativas para implementar suministros estables y seguros que certifiquen que las necesidades futuras serán suplidas. Son estudiados suministros renovables (hidroenergía, eólica, solar térmica) [2] como alternativas, y se han mostrado competitivas con respecto a la producción con combustibles fósiles, además en los últimos años han tomado gran auge los métodos analíticos utilizados para evaluar e incrementar la eficiencia energética de los procesos industriales.

El uso eficiente de la energía es un paso adelante contra un posible agotamiento energético, por lo cual, se está tratando de comprender como es posible aumentar el rendimiento de los procesos, para de esta manera operar con eficiencia.

La mala utilidad que le dan a la energía en procesos industriales con bajos rendimientos de transformación, es un aspecto que afecta de forma directa el entorno, es energía disipada al medioambiente que no ha aportado nada al proceso. La identificación de puntos de baja eficiencia además de un beneficio ambiental trae consigo directamente una oportunidad de aumentar la rentabilidad económica, razón válida para estudiar la calidad de la energía en los procesos productivos.

Los problemas generados por la pérdida de energía en procesos industriales o sistemas termodinámicos, que afectando el rendimiento en la transformación, hacen necesario proveer un conocimiento sobre la disposición de la energía en el proceso, y por ello, adoptar e implementar un procedimiento o metodología sistemática, que permita tomar decisiones basadas en variables termodinámicas. Entonces es ahí donde se presenta como una solución el desarrollo de un análisis exergético; en general, este permite mejorar el sistema basándose en la segunda ley de la termodinámica, identificando las corrientes, flujos o equipos, por los cuales se da la mayor destrucción de exergía, además una valoración económica,



que consiste en definir los costos que representan las pérdidas de exergía, de acuerdo con el precio del producto que en el caso de un ciclo combinado es la energía eléctrica.

El ciclo combinado instalado en ABOCOL S.A. es parte fundamental del proceso de producción ya que aporta la electricidad y el vapor de proceso a diferentes plantas. Con la identificación de los puntos de destrucción exergética, se podrán tomar correctivos en zonas específicas de ineficiencia, para mantener al ciclo combinado trabajando con rendimientos altos. Además, relacionando el rendimiento de su proceso con un beneficio económico, como se mencionó anteriormente, se podría calcular el valor de la destrucción exergética con respecto al costo de producto final.



3. OBJETIVO GENERAL

Aplicar un análisis exergético y una valoración económica basada en las pérdidas de exergía, a equipos de la zona de generación de energía eléctrica en una planta industrial.

3.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar la eficiencia exergética del proceso mediante la aplicación de un análisis exergético.
- Cuantificar gastos que representan las pérdidas de exergía mediante una valoración económica.
- Proponer soluciones de reducción de consumo de energía en los puntos de baja eficiencia



4. LÍNEA DE INVESTIGACIÓN Y ÁREA TEMÁTICA

El proyecto de investigación **“ANÁLISIS EXERGETICO DE UN CICLO COMBINADO EN UNA PLANTA INDUSTRIAL”**, se enmarca dentro de la línea de investigación en Energía del Grupo de Investigación GIPIQ. El proyecto se justifica dentro de esta línea de investigación porque plantea análisis a procesos industriales, impulsa de manera significativa la investigación, la proyección social y el desarrollo académico y competitivo de nuestra región.



5. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

El concepto de exergía es el resultado del análisis termodinámico de las máquinas térmicas. A través de los años diferentes científicos [3, 4] realizaron una revisión histórica de la aparición, desarrollo teórico y aplicación del concepto de exergía y del análisis exergético. Wepfer [5] y Liu [6], hacen una recopilación bibliográfica exhaustiva, recogiendo más de 600 referencias.

El término “exergía” fue sugerido por Rant [7] en 1956, y fue utilizado para describir el trabajo máximo que se puede obtener en un sistema termodinámico cuando se definían condiciones de idealidad. El concepto fue estudiado y usado por Gouy [8] y Stodola [9] en sus trabajos, quienes de forma independiente formularon una ley que recibió su nombre [6, 10,]. Una nueva perspectiva del análisis termodinámico fundamentado en el segundo principio, fue aportada por Bosnjakovic [12], ya que en su trabajo se enfocó en los efectos negativos de las irreversibilidades en procesos. Además formuló nuevos criterios de rendimiento y técnicas de evaluación de procesos [4, 11, 13].

Las propuestas iniciales de asignación de costos a los productos de una instalación se efectuaron por Keenan [14] en 1932, que calculó el costo del vapor y el trabajo producidos en una planta de cogeneración basándose en su exergía.

Benedict [15], en el año de 1949, determinó los costes atribuibles a las irreversibilidades de una planta de separación de aire y los utilizó como criterios para obtener el diseño óptimo.

Por la segunda guerra mundial las investigaciones sobre exergía se ven interrumpidas, estas se retoman en Europa hacia 1950, a causa de la necesidad de reconstruir su industria, mientras que en Estados Unidos las aplicaciones prácticas son más recientes, debido a la diferencia significativa de precios energéticos entre Europa y USA [10, 11]



En 1970 Evans [16] , dio las bases matemáticas para la optimización en la búsqueda de los valores de parámetros de diseños de un sistema que hagan mínimos su consumo de combustible y el coste de la instalación.

Frangopoulos [17] en 1983 y von Spakovsky [18], en 1986 en sus tesis doctorales, ambas dirigidas por Evans, y en posteriores trabajos, formalizan y generalizan el método autónomo, para la optimización de cualquier sistema térmico incluyendo la síntesis, diseño y operación, en base al segundo principio de la termodinámica.

Winhol y Tsatsaronis [2], en el año de 1987, son los primeros que tratan de introducir una metodología general de contabilidad termoeconómica, llamada método exergoeconómico, basadas en el cálculo de costes de los flujos de exergía.

Tsatsaronis [2] hace una revisión sistemática de las distintas metodologías, que combinando técnicas de optimización económica más o menos clásicas con el análisis exegético, se orientan a la consecución de los siguientes objetivos: optimización del diseño, operación y/o mantenimiento de los sistemas energéticos y determinación de los costes de los flujos internos y productos de una instalación (balance económico). Además de esto, discute y examina las ventajas, inconvenientes y aplicaciones potenciales de las metodologías desarrolladas hasta la fecha [2].

Botero [19] llevo a cabo una valoración exergética de recursos naturales, minerales, agua y combustibles fósiles. El objeto principal de su trabajo fue desarrollar herramientas metodológicas que permitieran realizar la valoración física de los recursos naturales y el capital natural de la tierra, aplicar dichas herramientas para realizar una primera valoración del capital natural contenido en las reservas de minerales, el agua y los combustibles fósiles. Para el caso de los minerales se propone un modelo de valoración que tiene en cuenta tanto las



características físicas como químicas que hacen a éstos recursos útiles y accesibles para el hombre teniendo en cuenta las limitaciones tecnológicas actuales.

Para los combustibles fósiles, teniendo en cuenta que su valor termodinámico está dado por su poder calorífico superior y su coste de reposición ya está definido por la eficiencia con la cual se lleva a cabo el proceso de la fotosíntesis, se hace una nueva propuesta para valorar el coste físico que tiene evitar la externalidad ambiental que implica su uso.

La aceptación actual y el grado de madurez del análisis exergético es evidente debido a la publicación reciente de varios libros que como tema central definen los conceptos de exergía, además, por la realización de frecuentes estudios y congresos que lo abordan [11].. La exergía en la actualidad no solo es considerada una medida de la calidad de la energía puesta en juego, también está relacionada con el coste de dicha energía, Tsatsaronis [4] cita un ejemplo en el cual compara dos flujos de energía de la misma sustancia (H_2O) con la misma presión y la misma energía total, uno de ellos a alta temperatura (por ej. Vapor sobrecalentado) y otro a una temperatura más baja (por ej agua líquida saturada), el segundo flujo tendrá un caudal mucho mayor. Si queremos extraer calor de dichos flujos para un proceso, en cualquier planta térmica se pagara mas por el primer flujo que por el segundo. Este ejemplo sirve para ilustrar que la masa o energía de un flujo no pueden servir de base para asignar costes de los flujos del sistema En este caso ambos flujos tiene la misma energía, pero el flujo de alta temperatura tiene más exergía y en consecuencia mayor valor económico que el flujo de baja temperatura.

Una investigación completa de la aplicación del método exergético en el análisis de plantas térmicas y químicas ha sido realizada por Kotas [13], el cual aporta un amplio examen de las posibles aplicaciones del análisis exergético (auditoría energética, estimación de costes, optimización termoeconómica, síntesis de



procesos, etc) y las herramientas y técnicas utilizadas (criterios de eficiencia, diagramas, tablas, coeficientes, etc [11].

La exergía también es usada como una herramienta de ayuda, al momento de comparar el trabajo real en varios tipos de energía como lo muestra Hotz y Zimmerman [20], en sus estudios, tres diferentes tipos de obtención de energía (química, eléctrica y solar) son contrastados desde el punto de vista exergético y exergoeconómico.

Una de las aplicaciones en los últimos años de la exergía está relacionada con los sistemas de calefacción geotérmica la cual según Hepbasli [21] juega un papel importante en el diseño y evaluación de desempeños de dichos sistemas.

La exergía es una propiedad de los recursos naturales, es útil en la sociedad y tiene un valor económico, por consecuencia es digna de estudio y consideración en los procesos. El paradigma aún no es reconocido en la ingeniería, menos aún en la sociedad; Wall comenta que, en el mundo de hoy, el cual funciona con combustibles fósiles, la segunda ley de la termodinámica puede ser la verdad científica en el siglo XXI [22] .

Georgescu-Roegen fue uno de los primeros autores que se dio cuenta de los vínculos entre el proceso económico y la segunda ley de la termodinámica. En su trabajo *The Entropy Law and the Economic Process* [23] afirma que la “ley de la entropía emerge como la más económica de la naturaleza y esta ley es la base de la economía de la vida en todos los niveles”. Georgescu-Roegen manifiesta la importancia del variable tiempo en la actividad económica, que se muestra claramente en la irreversibilidad de la explotación de recursos. Este autor incluso postuló la *Cuarta ley de la termodinámica*, la ley de la entropía de la materia. De acuerdo con esta ley, la materia y no la energía es el factor limitante en el crecimiento económico.



Faber et al [24] desarrollaron un modelo de uso óptimo de recursos y gestión ambiental integrando consideraciones termodinámicas. Estos autores analizaron la relación entre el uso del recurso en el sistema económico, la formación de capital, la concentración de recursos y la producción de entropía.

Ayres y Nair [25] afirmaron que la segunda ley de la termodinámica tiene ciertas consecuencias en el proceso productivo que no están reflejadas adecuadamente en el modelo económico estándar. Entre estas consecuencias está que la exergía del producto total de un sector debe ser menor a la exergía de las entradas y que la entropía total debe aumentar a través de la producción de materiales de desecho y calor. Ayres y Miller [26] desarrollaron un modelo que trata a los recursos naturales, el capital físico y el conocimiento (medidos en términos de entropía negativa o negentropy) como inputs mutuamente sustituibles en el proceso de producción. En 1988, Ayres [27] utilizó el modelo para el cálculo de políticas de inversión óptimas y la simulación de trayectorias temporales óptimas y patrones de sustitución para las fuentes mundiales de energía primaria desde el año 1869 hasta el 2050. Recientemente, Ayres [28] calculó la exergía destruida en la economía estadounidense El enfoque de la Exergoecología durante el siglo XX. Una de las conclusiones de su estudio fue que el desarrollo en el consumo energético tuvo un impacto enorme en el crecimiento económico pasado.

Ruth [29] afirmó que el uso en procesos de producción económicos deben considerar los límites de la termodinámica en el uso de materia y energía, para ser óptimos en el largo plazo. Y las decisiones económicas deben considerar la limitación de los recursos disponibles, la interconexión del sistema económico con otros componentes del ecosistema, la preferencia temporal de los consumidores y productores y las tecnologías con las que se transforman materia y energía en el proceso productivo.

Actualmente este término ha sido tomado como referente para definir cuan eficiente es un proceso y se ha venido desarrollando con la finalidad de corroborar



su valides, se ha tomado el término de exergía como indicador de eficiencia energética y se ha aplicado su metodología.

Gonzales del Regueral, B. en 2003 en su tesis “*Análisis exergético y evaluación termoeconómica de un ciclo combinado de generación de energía eléctrica*” realizó un análisis exergético y una valoración termoeconómica en una planta termoeléctrica ubicada en España, donde a partir de los resultados obtenidos, determino una posible línea de actuación encaminada a mejorar la eficiencia y reducir los costes de la planta, aplicando de forma combinada la termodinámica y la economía para llegar a resultados que no se podrían obtener mediante un empleo separado de dichos análisis [30].

Arroyave, D. y colaboradores aplicaron un análisis de energía y exergía a una torre de destilación convencional, plantearon la posibilidad de implementar un dispositivo adicional como alternativa para disminuir la exergía destruida, concluyendo que la realización del estudio permite el mejoramiento de la eficiencia energética y la optimización de los procesos industriales [31].

Carrillo, G. y colaboradores en su artículo proponen una metodología para realizar auditorías exergéticas, como soporte a un plan de uso racional y eficiente de la energía, aplicando al sistema de bombeo del acueducto metropolitano de Bucaramanga [32].

Rodríguez, D. y colaboradores mediante un análisis energético, entrópico y exergético, determinaron el estado técnico de un generador de vapor del tipo pirotubular, analizando flujos de entrada y salida del sistema de calderas sobre la base de: temperaturas, presiones, entalpías entropías, exergias y flujos másicos, obteniendo rendimientos por debajo de los recomendados en el funcionamiento de este tipo de generadores de vapor, concluyendo con propuestas de mejorar los rendimientos obtenidos [33].



Agudelo y colaboradores desarrollaron un modelo de diagnóstico exergético, aplicado para caracterizar la operación de un motor diesel, permitiéndoles estudiar el proceso en el interior del cilindro durante el período de válvulas cerradas y determinando cómo se distribuye la exergía y cuál es el potencial exergético de las pérdidas. Establecieron las irreversibilidades y la distribución de la exergía a lo largo del proceso, encontrando que la combustión es la principal fuente de irreversibilidades. Los resultados mostraron que al aumentar el grado de carga disminuía la destrucción de exergía, lo cual se tradujo principalmente en un aumento de la exergía de los gases de escape [34].

Velásquez, H. y colaboradores estudiaron el aprovechamiento energético en una planta de producción de etanol a partir de banano de rechazo y material lignocelulósico contando que en Colombia se tiene una producción de 2.400.000 T/año, se analizó el comportamiento energético y exergético de la planta de producción de etanol. Los resultados de la evaluación mostraron que el proceso de obtención de etanol a partir de la fruta del banano presentaba un balance energético positivo pero se podrían realizar algunas modificaciones buscando aumentar la eficiencia exergética del proceso [35].

Desde su introducción en el campo de la ingeniería el concepto exergía se ha utilizado de manera amplia para el análisis de sistemas térmicos, y varios criterios han sido desarrollados para diferentes sistemas. En el campo de la química, petroquímica y de petróleo, el uso de exergía durante la fase de análisis de procesos también ha sido estudiado, y por lo general se ha hecho en un enfoque evolutivo. De forma más directa se considera el uso de esta información para definir un criterio que evalúe los beneficios en los procesos e identificar las partes del proceso para ser mejorado en alguna dirección.

Colombia no se ha quedado atrás empleando el concepto y ha sido aplicado por algunos autores en el análisis de sistemas de alto consumo energético a nivel



industrial [36], encaminados desde el ámbito energético-ambiental para determinar cuanta energía probablemente útil es desechada al ambiente sin ser aprovechada.

5.1 INICIOS Y PRESENTE DE LOS CICLOS COMBINADOS

El inicio de las aplicaciones de los ciclos combinados se remonta a los años sesenta, aunque para este tiempo no eran muy utilizados, debido a que los rendimientos de las turbinas de gas estaban por debajo del 25% y en efecto, el rendimiento del ciclo combinado no alcanzaba el valor del 40%, que en esos tiempos se conseguía en otras instalaciones [30].

Estas circunstancias cambiaron radicalmente en los años setenta debido a los notables adelantos en el rendimiento de las turbinas de gas, que llevó a la consecución de beneficiosos rendimientos en torno al 40% en estas centrales, iniciando de esta forma a ser superiores al de las centrales térmicas tradicionales de la época.

La gran mayoría de las centrales de ciclo combinado instaladas durante los años ochenta tienen rendimientos netos comprendidos entre el 40% y el 50%. Las potencias de estas plantas están comprendidas entre los 60 y 600 MW e incluso empiezan a utilizarse, durante estos años, instalaciones que permitían alcanzar potencias de hasta 2000 MW y a escala industrial por debajo de los 60 MW [30].

En la actualidad las plantas de ciclo combinado, rondan los 800 ó 1000 MW como máximo, siendo las más frecuentes las que generan del orden de 400 a 500 MW. Se ha aumentado el rendimiento que presentan estas plantas, al haberse producido una mejora en la tecnología utilizada para la construcción de las turbinas de gas, reforzando la consolidación de alternativas de generación con combustibles fósiles, caracterizadas por una elevada eficiencia energética y bajos niveles de emisiones de CO₂ y gases contaminantes [30].



Durante los últimos años los ciclos combinados han experimentado una gran evolución tecnológica, con mejoras que aumentan su rendimiento, además de su posibilidad de ser instaladas cerca a los centros de consumo los pone en camino a ser la opción mejor posicionada para la generación de energía eléctrica [1].



6. MARCO TEÓRICO

6.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE UN CICLO COMBINADO

Se denomina ciclo combinado en la generación de energía a la coexistencia de dos ciclos termodinámicos en un mismo sistema, uno cuyo fluido de trabajo es el vapor de agua y otro cuyo fluido de trabajo es un gas producto de una combustión.

El principio sobre el cual se basa, es utilizar los gases de escape a alta Temperatura de la turbina de gas para aportar calor a la caldera o generador de vapor de recuperación, la que alimenta a su vez de vapor a la turbina de vapor. La principal ventaja de utilizar el ciclo combinado es su alta eficiencia, ya que se obtienen rendimientos superiores al rendimiento de una central térmica clásica y mucho mayores que los de una de turbina de vapor.

El ciclo combinado se encuentra dentro de las denominadas tecnologías de cogeneración, en las que también se incluyen la cogeneración con turbina de vapor, con turbinas de gas, con motor alternativo y con microturbinas, entre otras; la cogeneración es una técnica que permite producir calor y electricidad en un único proceso. El calor se presenta en forma de vapor de agua a alta presión o en forma de agua caliente [1, 30].

Debido al aumento de la temperatura de entrada de los gases en la turbina de gas, se obtienen rendimientos de la turbina de gas cercanos al 60%. Este rendimiento implica una temperatura de unos 1.350°C a la salida de los gases de la cámara de combustión. El límite actualmente es la resistencia a soportar esas temperaturas por parte de los materiales cerámicos empleados en el recubrimiento interno de las cámaras de combustión de esas turbinas [1].

Al generar electricidad con un motor o una turbina, el aprovechamiento de la energía primaria del combustible es del 25% al 35%, lo demás se pierde. Al



cogenerar se puede llegar a aprovechar del 70% al 85% de la energía que entrega el combustible. La mejora de la eficiencia térmica de la cogeneración se basa en el aprovechamiento del calor residual de los sistemas de refrigeración de los motores de combustión interna para la generación de electricidad.

El gas natural es la energía primaria más utilizada para el funcionamiento de las centrales de generación de electricidad y calor, las cuales trabajan con turbinas o motores de gas. No obstante, también se pueden utilizar fuentes de energía renovables y residuos como biomasa o residuos que se incineran.

Los fluidos de trabajo más comúnmente empleados en los ciclos combinados son aire y vapor. Otros fluidos de trabajo, fluidos orgánicos, vapor de potasio, vapor de mercurio, y otros, han sido aplicados a escala limitada. Los sistemas de ciclo combinado que emplean vapor y aire presentan las siguientes ventajas [30]:

- Alta eficiencia térmica a través de la aplicación de dos ciclos termodinámicos complementarios que se explicarán posteriormente.
- Una cesión de calor por parte de la turbina de gas que puede ser utilizada de una forma simple y eficiente.
- Fluidos de trabajo agua y aire de fácil disponibilidad, baratos, y no tóxicos.

6.2 CONFIGURACION GENERAL DE UN CICLO COMBINADO

La configuración más simple de ciclo combinado es la de un nivel de presión, de la que en la actualidad, se instalan pocas configuraciones, sin embargo, su descripción es muy útil para entender el funcionamiento de estas centrales de potencia. Consta de una turbina de gas, una caldera de recuperación de calor y una turbina de vapor (figura 1).

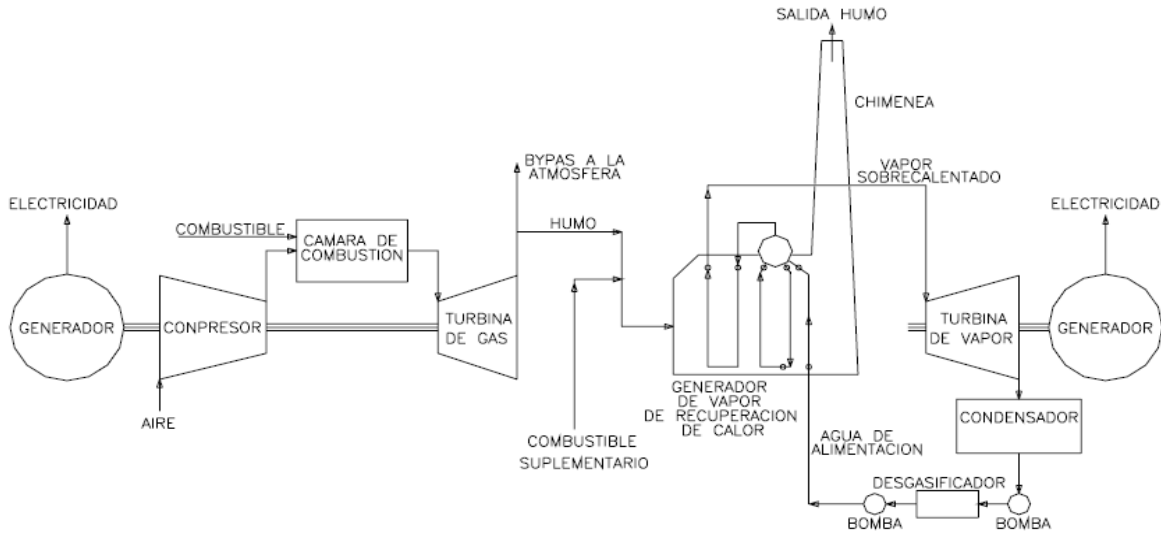


Figura 1. Configuración general del ciclo combinado [1]

El ciclo combinado sin combustión adicional (no hay inyección de combustible en la caldera HRSG) es el ciclo combinado típico, utilizado habitualmente en las centrales de ciclo combinado de gas natural o combustibles líquidos y es el sistema de generación de energía eléctrica que permite obtener mayores rendimientos de transformación a partir de esos combustibles. Hasta ahora la configuración más habitual es la de 2x1 (Figura 2) o 3x1, en la que las turbinas de gas, se encontraban en paralelo con la de vapor [30].

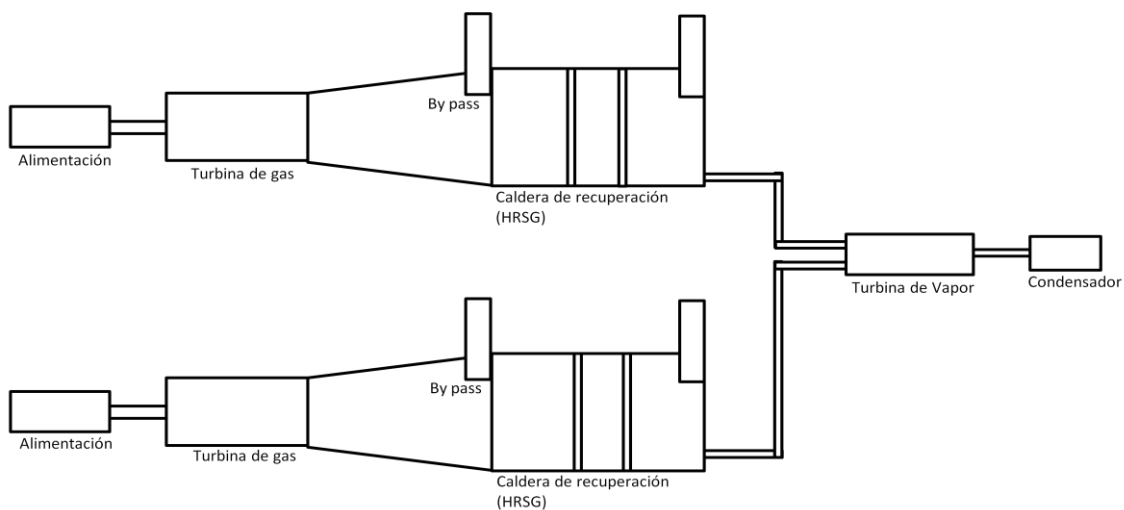


Figura 2. Configuración 2x1 de un ciclo combinado



El rendimiento de los ciclos combinados está fuertemente condicionado por el rendimiento de las turbinas de gas y por el contenido exergético de los gases de escape, que limita las posibilidades de generación de energía eléctrica adicional con el ciclo de vapor. La selección de los ciclos de vapor para la generación de energía eléctrica depende de la potencia de la instalación, del régimen de explotación previsto y de condicionantes económicos. En la actualidad el esquema de alimentación a la turbina de vapor de dos presiones sigue siendo el más frecuente [30].

6.3 CICLOS COMBINADOS Y MEDIOAMBIENTE

Con respecto a las emisiones producidas por una central de este tipo (ciclo combinado gas natural) y en relación con una central térmica convencional (carbón), las ventajas que presentan estas centrales son las siguientes[30]:

- Menores emisiones de CO₂.
- Apenas emite partículas y no emite dióxido de azufre.
- Emisiones de NO_x muy inferiores a las centrales de carbón.
- Rendimiento (57%) superior a las centrales de carbón (37%).
- Utilizan el gas natural como combustible (el combustible fósil más limpio de la Naturaleza)
- Consumen un 35% menos de combustible que una central convencional
- Consumo de agua reducido frente a las centrales convencionales debido a que la turbina de gas no precisa refrigeración alguna y únicamente se requiere agua para el ciclo de vapor.
- Costes de inversión moderados.
- Fiables y Flexibles.
- Inconveniente: dependencia del abastecimiento de gas natural.
- Las mayores ventajas y las imposiciones de Kyoto hacen más atractiva la inversión en ciclos combinados.



- Son las generadoras de energía más adecuadas para cumplir con los objetivos del Protocolo de Kyoto, que obliga a sus firmantes a reducir sus emisiones en dióxido de carbono.
- Triple objetivo: Seguridad suministro, medioambiente y coste.

Se prevé que los combustibles fósiles sigan siendo la principal fuente de energía utilizada para producción de electricidad, aunque con respecto a escenarios anteriores parece consolidarse en escenarios futuros una pérdida de peso del carbón a favor del gas natural [1].

6.4 CICLOS COMBINADOS EN COLOMBIA

6.4.1 Plantas de ciclo combinados en Colombia

Actualmente en Colombia, la generación de energía eléctrica se basa en el aprovechamiento de los recursos hídricos debido a la abundancia de este recurso, de igual forma surgen nuevas tecnologías como los ciclos combinados enmarcados dentro del tipo de generación térmica; este tipo de generación le sigue a la hidráulica en aporte de energía eléctrica al Sistema Interconectado Nacional –SIN- Colombiano, hasta ahora los ciclos combinados aportan la menor parte de toda la energía proveniente de la generación térmica, por encima se encuentra los ciclos simples, que es el método más utilizado en la actualidad para la generación térmica.

Como ejemplo para mostrar la alta componente de las tecnologías tradicionales en un mercado se consideró la capacidad efectiva neta del SIN Colombiano a diciembre 31 de 2010, que alcanzó un valor de 13,289.5 MW, 199.3 MW menos que el año anterior. La capacidad hidráulica representó el 64.1% del total de la capacidad efectiva del SIN, la térmica el 30.8% y menores y cogeneradores el 5.1% (figura 3).

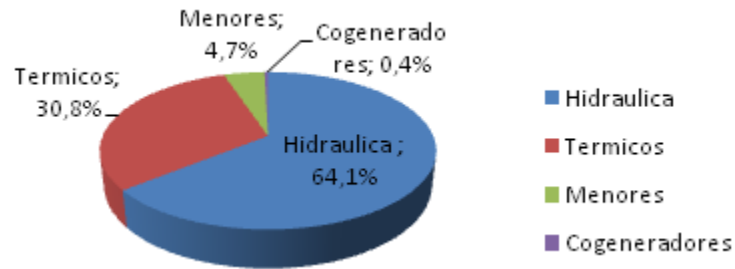


Figura 3. Capacidad efectiva del Sistema Interconectado Nacional (SIN) a diciembre 31 de 2010[37]

El costo de operación de una unidad térmica depende altamente de su eficiencia y generalmente estos costos son más altos que los de las unidades hidráulicas. En la mayoría de los mercados las unidades de generación térmicas se operan en cargas constantes durante los 24 períodos del día y las unidades hidráulicas se utilizan para asumir los altos cambios de demanda, sobre todo en las horas pico [37].

Para observar un ejemplo del impacto que tienen las plantas de ciclo combinado, en la figura 4 se presenta la capacidad térmica instalada en el SIN Colombiano. De un total de 4.298 MW el 64.49% corresponde a plantas de ciclo simple y el 35.51% a plantas de ciclo combinado.

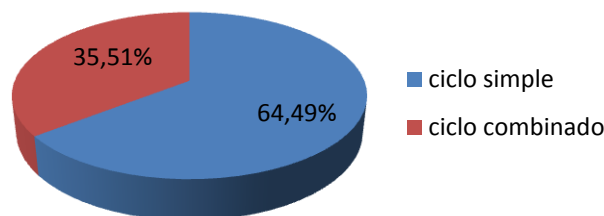


Figura 4. Tipo de generación térmica en Colombia a 31 de diciembre de 2008 [37]

El desarrollo de proyectos a corto y largo plazo de plantas de ciclo combinado toma fuerza como alternativa de producción de energía eléctrica, a corto plazo se han desarrollado proyectos que para el año 2012 entraran en estado de prueba y



para el año 2016 se considera un aumento de 25% en el número de plantas de ciclo combinado en el territorio colombiano [37].

En Colombia se adelanta algunos proyectos para expandir su mercado eléctrico, y se busca implementar nuevas tecnologías como los ciclos combinados e integrarlos al SIN; en la tabla 1 se describen algunos de ellos.

Tabla 1. Proyectos ciclos combinados en Colombia

PROYECTO	CAPACIDAD	FECHA DE ENTRADA
Termoflores IV: Se cierra el ciclo de termoflores II y termoflores III	163 MW	Noviembre de 2009
Meriletrica: Aumenta su capacidad con un ciclo combinado	272 MW	Noviembre de 2012
Termocandelaria: Se cierra el ciclo de termocandelaria1 y termocandelaria2	560 MW	Noviembre de 2012

El proyecto de Termoflores IV fue desarrollado con tecnología de punta y estándares internacionales, este trataba de expandir su capacidad de generación, al cerrar y convertir los ciclos simples de Flores II y Flores III en un Ciclo Combinado. Este proyecto y su puesta en marcha le permiten a la planta aumentar en 169 MW su capacidad de producción pasando de 441 MW a 610 MW, lo que la hace posicionar como la segunda térmica más grande del país [38].

6.4.2 Disposición de combustible en Colombia.

En los años previos al 1998 en Colombia los entes encargados de la regulación energética, no habían fijado normativas claras acerca de las condiciones de eficiencia que debían seguirse en la ejecución de proyectos termoeléctricos, y por razones económicas, los inversionistas interesados en este tipo de proyectos los realizaron con turbinas a gas en ciclo simple, que presentaban menos eficiencia en la conversión de energía [39].

En la actualidad se tiene muy en cuenta el desarrollo de proyectos de plantas térmicas de ciclo combinado, más eficientes y con un menor impacto ambiental; desde el ministerio de medio ambiente se desarrolló una guía para



termoeléctricas, donde se definen estamentos para el funcionamiento de estas, enfocados en mejorar la eficiencia energética y la reducción del consumo de combustible, lo que se traduce en la reducción de emisiones de gases de invernadero, especialmente CO₂, en concordancia con las políticas mundiales sobre el cambio climático [40].

Las plantas térmicas de ciclos combinados al día de hoy muestran un buen rendimiento y un menor impacto ambiental utilizando como combustible gas natural, y la necesidad de contar con un abastecimiento de gas confiable que certifiquen su viabilidad en el país es necesaria.

De acuerdo a las estadísticas nacionales de oferta y demanda de gas natural se tiene un presente y futuro muy favorable para el desarrollo de plantas térmicas, ya que se cuenta con un abastecimiento de gas natural confiable a nivel nacional, con el cual se podría suplir las necesidades de las plantas que están en funcionamiento, la que se encuentran en estado de prueba para comenzar su explotación en el año 2012 y los proyectos de generación de energía eléctrica futuros. En la Costa Atlántica el mayor campo de producción de gas se encuentra en la Guajira y es desde éste que se suministra el mayor porcentaje de gas natural en la Zona Caribe (figura 5), y se cuentan con otros destinos como el interior del país y Venezuela [41].

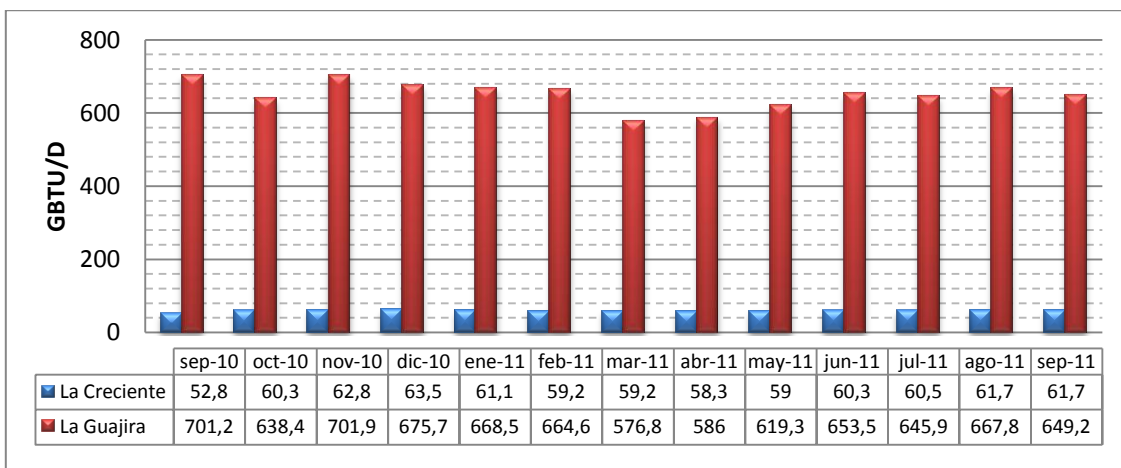


Figura 5. Suministro de gas natural por campos, Costa atlántica [41]



Del gas suministrado en la costa atlántica una gran cantidad se utiliza en el sector termoeléctrico lo demás se utiliza en otros sectores como son: gas natural comprimido vehicular (GNCV), domestico, industrial, petroquímico, etc. en la figura 6 se muestra el consumo de gas natural de septiembre del 2010 a septiembre del 2011.

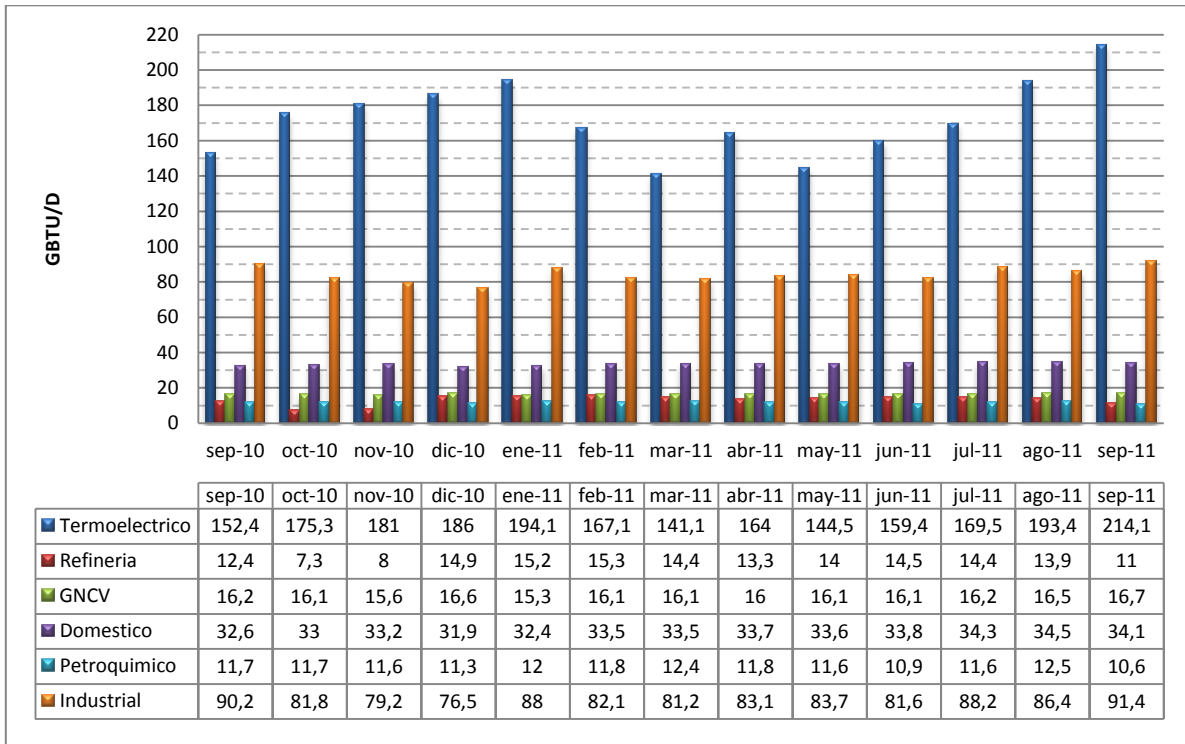


Figura 6. Consumo de gas natural por sectores Costa atlántica [41]

El aumento del consumo de gas natural en el sector termoeléctrico podría ser consecuencia del desarrollo de plantas de ciclo simple donde no se han conseguido los adecuados niveles de eficiencia para generar energía eléctrica, con la implementación de los ciclos combinados disminuirá el consumo de combustible y aumentara la producción de energía eléctrica, teniendo en cuenta que con los ciclos combinados se aprovechara del 70% al 85% del combustible con respecto al 25%-30% que te daba un ciclo simple esto manteniendo una buena relación de costo-beneficio [1].



El concejo nacional de operación de gas natural realiza un pronóstico del consumo de gas natural a nivel nacional (figura 7), en este se ve una clara disminución en el consumo de las termoeléctricas, probablemente por la mejora de las tecnologías en los ciclos simples que provoque un aumento en sus eficiencias, o la implementación de ciclos combinado, en lugar de ciclos simples donde se le dé un mejor provecho al combustibles.

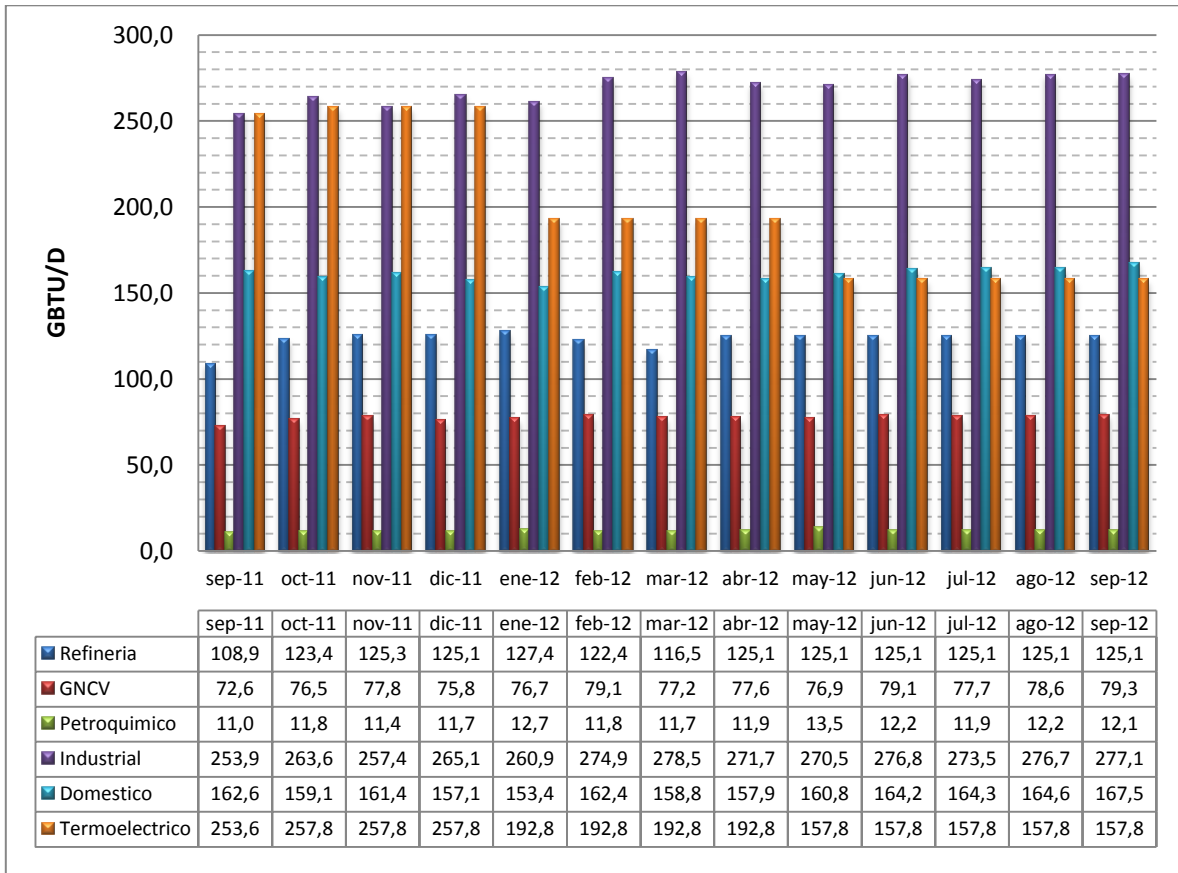


Figura 7. Pronóstico de consumo nacional de gas natural por sectores [41]



6.5 TERMODINÁMICA DE UN CICLO COMBINADO

Como ya se ha visto cuando se habla de un ciclo combinado se refiere a la unión de un ciclo donde una turbina funciona con gas y otro donde la turbina funciona con vapor, en cada uno de estos ciclos se maneja una termodinámica diferente, el funcionamiento de la turbina de gas se da mediante el ciclo de Joule-Brayton y la turbina de vapor funciona según el ciclo de Rankine.

6.5.1 Ciclo de Joule-Brayton

El modelo termodinámico de las turbinas de gas se fundamenta en el ciclo de Joule-Brayton, a pesar de que se generaliza como ciclo termodinámico, en realidad el fluido de trabajo no cumple un ciclo en las turbinas de gas ya que este finaliza en un estado diferente al que tenía cuando inicio los procesos, se podría decir que es un ciclo abierto [42].

El ciclo básico de Joule-Brayton en condiciones ideales está compuesto por cuatro procesos, en la figura 8 se muestra el ciclo de Joule-Brayton abierto y cerrado.

Satisfacer la creciente necesidad de energía en el mundo con recursos no renovables será poco probable, por esto se han estudiado alternativas para implementar suministros estables y seguros que certifiquen que las necesidades futuras serán suplidas. Son estudiados suministros renovables (hidroenergía, eólica, solar térmica) [2] como alternativas, y se han mostrado competitivas con respecto a la producción con combustibles fósiles, además en los últimos años han tomado gran auge los métodos analíticos utilizados para evaluar e incrementar la eficiencia energética de los procesos industriales.

El uso eficiente de la energía es un paso adelante contra un posible agotamiento energético, por lo cual, se está tratando de comprender como es posible aumentar el rendimiento de los procesos, para de esta manera operar con eficiencia.



La mala utilidad que le dan a la energía en procesos industriales con bajos rendimientos de transformación, es un aspecto que afecta de forma directa el entorno, es energía disipada al medioambiente que no ha aportado nada al proceso. La identificación de puntos de baja eficiencia además de un beneficio ambiental trae consigo directamente una oportunidad de aumentar la rentabilidad económica, razón válida para estudiar la calidad de la energía en los procesos productivos.

Los problemas generados por la pérdida de energía en procesos industriales o sistemas termodinámicos, que afectando el rendimiento en la transformación, hacen necesario proveer un conocimiento sobre la disposición de la energía en el proceso, y por ello, adoptar e implementar un procedimiento o metodología sistemática, que permita tomar decisiones basadas en variables termodinámicas. Entonces es ahí donde se presenta como una solución el desarrollo de un análisis exergético; en general, este permite mejorar el sistema basándose en la segunda ley de la termodinámica, identificando las corrientes, flujos o equipos, por los cuales se da la mayor destrucción de exergía, además una valoración económica, que consiste en definir los costos que representan las pérdidas de exergía, de acuerdo con el precio del producto que en el caso de un ciclo combinado es la energía eléctrica.

El ciclo combinado instalado en ABOCOL S.A. es parte fundamental del proceso de producción ya que aporta la electricidad y el vapor de proceso a diferentes plantas. Con la identificación de los puntos de destrucción exergética, se podrán tomar correctivos en zonas específicas de ineficiencia, para mantener al ciclo combinado trabajando con rendimientos altos. Además, relacionando el rendimiento de su proceso con un beneficio económico, como se mencionó anteriormente, se podría calcular el valor de la destrucción exergética con respecto al costo de producto final.

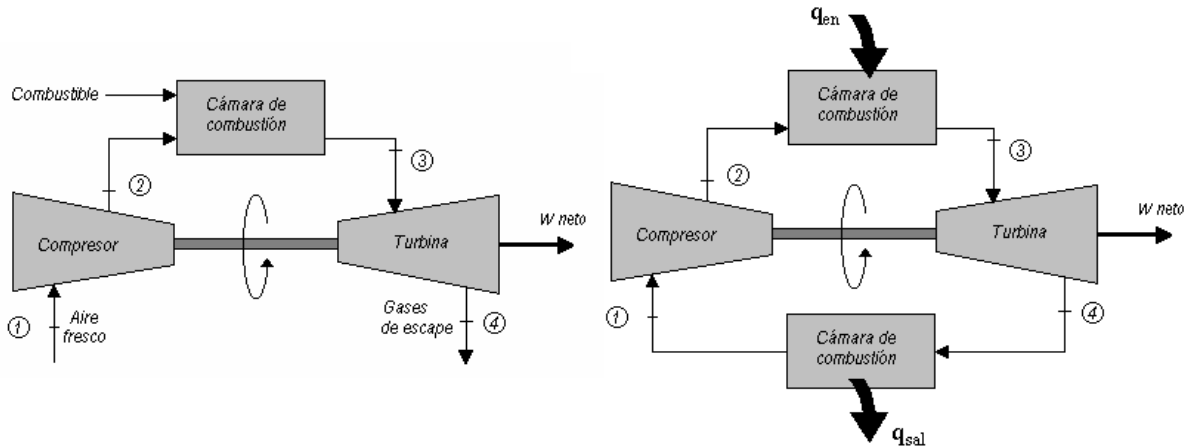


Figura 8 (a) Ciclo de Joule-Brayton abierto; (b) ciclo de Joule-Brayton cerrado

1-2. Compresión isentrópica en un compresor.

2-3. Adición de calor a un fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o una cámara de combustión

3-4. Expansión isentrópica en una turbina

4-1. Remoción de calor del fluido de trabajo a presión constante en un intercambiador de calor o en la atmósfera.

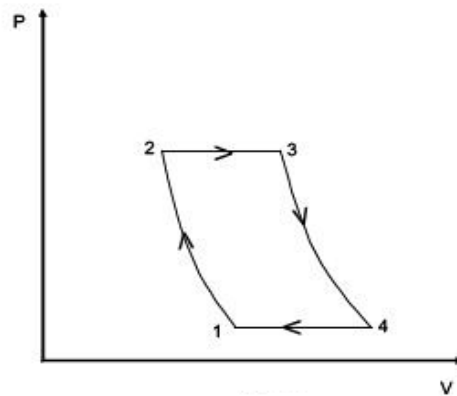


Figura 9. Diagrama P-V ideal de Joule-Brayton

La diferencia entre el ciclo teórico y el real, aparte de que el real sea un ciclo abierto, es que tanto la compresión como la expansión se consideran adiabáticas y que el proceso de combustión se sustituye por un proceso de transferencia de calor. El uso de aire como fluido de trabajo de este ciclo es razonablemente bueno ya que en la realidad, la relación de masas aire combustible es aproximadamente



34:1. Por esta razón se puede considerar la cámara de combustión como un intercambiador de calor.

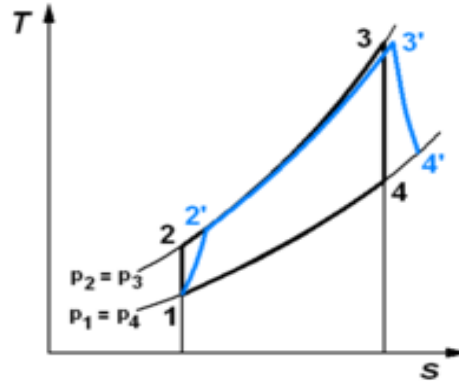


Figura 10. Diagrama T-S – Ciclo teórico Joule-Brayton – Ciclo real Joule-Brayton

La eficiencia térmica del ciclo se expreso de acuerdo a la ecuación 1:

$$\eta = \frac{|W(\text{neto})|}{Q_{2-3}} = \frac{|W_{3-4}| - W_{1-2}}{Q_{2-3}} \quad \text{Ec. 1}$$

6.5.2 Ciclo de Rankine

La eficiencia térmica del ciclo de Carnot está dada por:

$$\eta = \frac{|W|}{|Q_H|} = 1 - \frac{T_0}{T} \quad \text{Ec. 2}$$

Como un ciclo reversible, podría servir como estándar de comparación para las modernas plantas de energía a vapor, teniendo en cuenta que el ciclo de Carnot es el ciclo de vapor con mayor eficiencia termodinámica existente, entre estos se encuentra el ciclo de Rankine.

El ciclo de Rankine consiste en cuatro etapas que se presentan en la figura 11 y se describen a continuación:

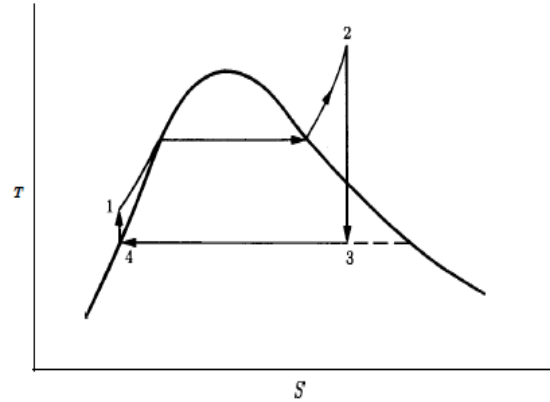


Figura 11. Diagrama T-S Ciclo ideal de Rankine

1-2. Proceso de calentamiento a presión constante. La etapa se halla a lo largo de una isobara, y consta de tres secciones: calentamiento del agua líquida subenfriada hasta su temperatura de saturación, vaporización a temperatura y presión constantes y sobrecalentamiento del vapor a una temperatura muy por arriba de su temperatura de saturación.

2-3. Expansión adiabática (isentrópica), reversible, del vapor en una turbina hasta la presión del condensador. En procesos reales no se llega a la condensación para evitar humedad en la turbina.

3-4. Proceso a presión y a temperatura constante en un condensador para producir líquido saturado en el punto 4.

4-1. Bombeo adiabático (isentrópico) reversible del líquido saturado hasta la presión de la caldera, que produce líquido comprimido (subenfriado). La línea vertical (cuya longitud se exagera en la figura 12) es muy corta, porque es pequeña la elevación de temperatura asociado con la compresión de un líquido.

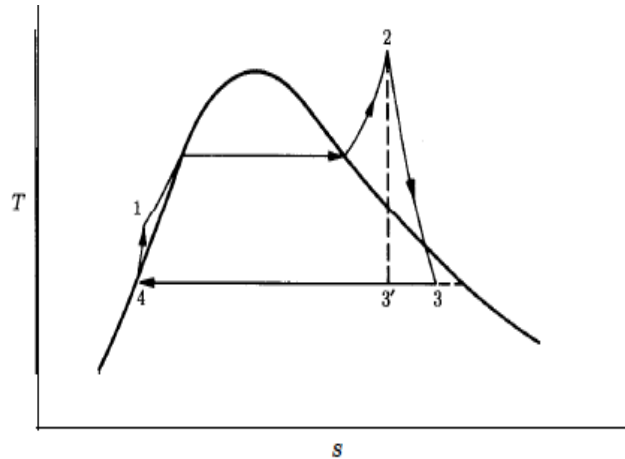


Figura 12 . Diagrama T-S desviación de la idealidad ciclo de Rankine

Las plantas de energía se pueden construir para que funcionen en un ciclo que se desvía del ciclo de Rankine, debido solo a las irreversibilidades de la producción de trabajo y las etapas que lo requieran [43].

Al ignorar los cambios en la energía cinética y potencial se reducen las relaciones de energía y las ecuaciones para cualquier caso son:

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta H \quad \text{Ec. 3}$$

$$Q = \Delta H \quad \text{Ec 4}$$

6.5.3 Ciclo combinado

La justificación de los ciclos combinados reside en que, desde un punto funcional, resulta difícil conseguir un único ciclo termodinámico que trabaje entre las temperaturas medias de los focos calientes y fríos usuales, es por ello que como solución de compromiso, se acude al acoplamiento de dos ciclos: uno especializado en la producción de trabajo con alta eficiencia en rangos altos de temperatura de trabajo como lo es el ciclo de Joule-Brayton y otro para temperaturas medias-bajas como el ciclo de Rankine (figura 13). La eficiencia global del ciclo combinado vendrá determinado por las eficiencias individuales de los ciclos de Brayton y Rankine que lo componen, donde la energía de los gases



de escape de la turbina de gas se utiliza para vaporizar y sobrecalentar el vapor de agua [30].

El rendimiento térmico de este ciclo es el cociente entre la suma de los trabajos obtenidos de ambos ciclo entre el flujo de calor suministrado por el combustible a la turbina de gas. Luego.

$$\eta = \frac{m_{gas}W_{gas} + m_{vapor}W_{vapor}}{m_{comb}Q_{comb}} \quad \text{Ec. 5}$$

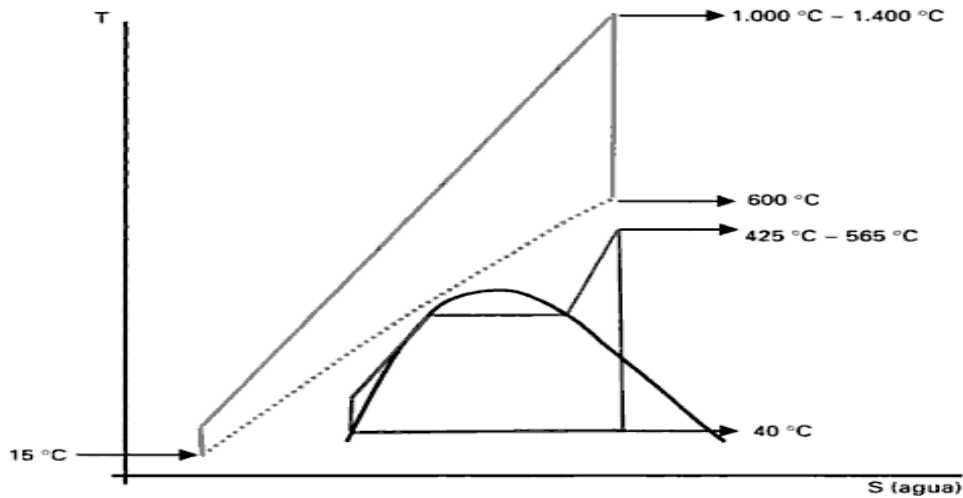


Figura 13. Ciclo Combinado acople de Ciclo Joule-Brayton y Ciclo Rankine

La unión termodinámica de estos dos ciclos conduce generalmente a la obtención de un rendimiento energético global superior a los rendimientos de los ciclos termodinámicos individuales.



6.6. EXERGÍA

6.6.1 Generalidades (Primera y segunda ley)

La primera ley de la termodinámica es la ley de conservación de la energía. Esta ley sólo afirma que un aumento en alguna de las formas de energía, está acompañado por una disminución en alguna otra forma, pero no enuncia ninguna restricción sobre los tipos de conversiones de energía que pueden ocurrir, no hace distinción entre el trabajo y el calor. Existe una diferencia muy importante entre el trabajo y el calor, diferencia que no se evidencia en la primera ley teóricamente es posible convertir completamente el trabajo en calor, prácticamente es imposible convertir completamente el calor en trabajo sin modificar los alrededores [44, 45, 46].

El apartado siguiente fue tomado de la referencia [11] para definir la generación de entropía en sistemas termodinámicos, ya que describe de manera acertada la situación.

Denotamos por ζ a un sistema termodinámico genérico. Todos los sistemas realizan ciertos procesos, así que denotemos Π a un proceso genérico, y al conjunto de procesos que el sistema ζ puede realizar como $P(\zeta)$. El sistema ζ interactúa con los cuerpos exteriores a él, denominados entorno Ω de dos maneras: intercambiando calor con Ω durante el proceso Π , $Q(\Pi)$, o realizando trabajo sobre Ω en Π , $W(\Pi)$ [11].

Enunciando la segunda ley de la termodinámica para un sistema ζ cerrado, tenemos que:

$$\Delta S \geq \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad \text{Ec. 6}$$



Donde S es la entropía, y dQ denota el calor intercambiado por ζ a la temperatura T . En términos de la función de acumulación, introducida por J.B Serrin [17], esta desigualdad queda como:

$$\Delta S \geq \int_1^2 \frac{Q(\Pi^T)}{T} \quad \text{Ec. 7}$$

Donde llamamos $Q(\Pi, T)$ al calor neto intercambiado por el sistema ζ con Ω durante el proceso Π a temperaturas inferiores o iguales a T . A la izquierda de esta desigualdad aparece la variación de una función de estado; a su derecha, una magnitud dependiente del proceso. Podemos transformar la anterior desigualdad en una igualdad definiendo una nueva magnitud dependiente del proceso, la entropía generada [20]:

$$S_{gen}(\Pi) = \Delta S - \int_1^\infty \frac{dQ(\Pi, T)}{T^2} dT \quad \text{Ec. 8}$$

El valor de la entropía generada resulta una medida de la irreversibilidad del proceso, ya que, debido a la Segunda Ley, será positiva en cualquier proceso irreversible, y cero en los procesos reversibles.

Introduciendo esta nueva magnitud, la Segunda Ley se resume en los dos siguientes enunciados:

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T^2} dT + S_{gen} \quad \text{Ec. 9}$$

Donde,

$$S_{gen} \geq 0$$

Mientras que el análisis de un proceso basado en la primera ley (balance de masa y energía) pone de manifiesto los diferentes flujos energéticos implicados; el análisis basado en la segunda ley pone de manifiesto el grado de irreversibilidad del proceso. El concepto de *exergía* y el de *balance exergético* nacen para unificar



estos dos puntos de vista, de manera que en el análisis de los procesos en una instalación se pueda tener en cuenta tanto la magnitud de los flujos de energía como su "calidad" en cuanto a la producción de trabajo [11, 47].

La segunda ley de la termodinámica establece, qué procesos de la naturaleza pueden ocurrir o no. Se puede enunciar de diferentes formas equivalentes. Expresada en forma simple y relacionada con las máquinas térmicas, la ley indica que no es posible construir una máquina capaz de convertir por completo, de manera continua, la energía térmica en otras formas de energía. El uso de los recursos tanto energéticos como no energéticos en un sistema cerrado, ocasiona intrínsecamente la destrucción de la exergía; tal como lo manifiesta la segunda ley de la termodinámica.

En los procesos reales, la energía no es destruida, sino transformada en otras formas, cada vez menos aptas para realizar procesos reales. Es por eso que además de la energía, debe introducirse otra entidad física para caracterizar la calidad del tipo de energía en virtud de diversas consideraciones. La exergía es una propiedad que determina el potencial de trabajo útil de una cantidad de energía determinada en cierto estado especificado [47], y determina de forma cuantitativa el valor termodinámico de cualquier recurso; y permite analizar, rigurosamente, el desperdicio de éste en las actividades de la sociedad.

Definida de otra forma la exergía es la porción de la energía que puede ser transformada en trabajo mecánico, la parte restante, sin utilidad práctica, recibe el nombre de entropía.

6.6.2 El ambiente de referencia (Entorno)

El concepto de "entorno" aparece en el análisis exergético desde sus inicios ocupando un papel fundamental en la metodología. Un sistema contiene exergía,



por que al menos una de las variables termodinámicas que lo definen tiene valores diferentes que las del entorno, es decir, está en desequilibrio.

La interacción entre el sistema y el entorno puede revestir tres formas complementarias (no excluyentes entre sí):

- Interacción térmica: las diferencias de temperatura entre el sistema (cerrado o abierto) y su entorno T/T_0 , establece un flujo calorífico espontaneo. Debido a la cuasi infinita capacidad térmica del medio, T_0 permanece constante.
- Interacción mecánica: está promovida por las diferencias de presiones P/P_0 , siendo distintas en sistemas cerrados o abiertos. En el primer caso, realiza un trabajo no útil, $P_0 \cdot \Delta V$ pero que afecta al valor de sus otras variables. En sistemas abiertos la expansión podría realizarse en una turbina, con la consiguiente generación mecánica.
- Interacción química: se produce cuando un sistema abierto descarga materia en el entorno. flujo afecta el equilibrio material del medio ambiente.

De lo dicho, se deduce la necesidad de definir con precisión que se entiende por Ambiente de Referencia. Los principios generales a los que antes aludía, concluyen por “entorno” debe entenderse una representación lo más fiel posible del medio ambiente estable, caracterizado por:

- Variables intensivas (T_0 , P_0) condiciones normales.
- Atmósfera.
- Océanos.
- Corteza terrestre.

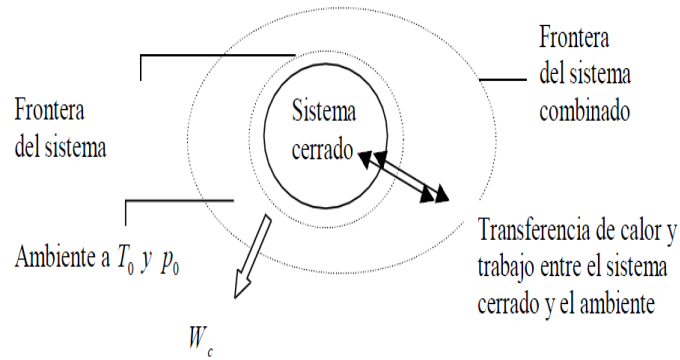


Figura 14. Sistema cerrado

Para plantear el Ambiente de Referencia en sistemas se tiene en cuenta las siguientes reglas definidas por Szargut [48]:

- Si el proceso en consideración es químico el nivel de referencia debe ser adoptado separadamente para cada elemento que toma parte en la reacción química.
- Si en el ambiente prevalece el equilibrio termodinámico, la elección de las especies de referencia no debe afectar los resultados, teniendo en cuenta que en el ambiente real existen desviaciones sustanciales del estado de equilibrio termodinámico.
- Se deben adoptar como especies de referencia los componentes más comunes del ambiente físico real.
- Los parámetros principales de estos componentes comunes del ambiente como son, temperatura ambiental, presión parcial en el aire,
- Si el cálculo exacto de la exergía química de un elemento en particular no es posible debido a la falta de suficientes datos termodinámicos, el cálculo se efectúa usando la información disponible y los resultados se aceptan como valor estándar de la exergía química del elemento en consideración.



6.6.3 Estado muerto.

El *estado muerto* de un sistema de masa y composición constantes es aquel estado del sistema en el que su presión y temperatura coinciden con las del medio ambiente [21]. Se denomina así porque al no existir desequilibrio de temperatura o presión entre el sistema y el entorno, no hay capacidad de producir trabajo útil.

6.6.4 Exergía asociadas

A igual que sucede con la energía, la exergía total asociada a una corriente de materia excluyendo efectos magnéticos, superficiales se manifiestan en cuatro diferentes formas:

$$Ex_{sistema} = Ex_p + Ex_c + Ex_f + Ex_q \quad \text{Ec. 10}$$

Los cuatro componentes exergéticos tiene el siguiente significado:

Energía Ordenada. Convertible completamente en trabajo

- Ex_p Exergía debido a la energía potencial y Ex_c Exergía debido a la energía cinética.

Sus valores son insignificante con respecto al valor de la exergía física y química estos términos no se tiene en cuenta en un análisis exergético.

Energía desordenada. No convertible completamente en trabajo.

- Ex_f Exergía Física: Atribuible a la diferencia de temperatura y presión entre las corrientes y el “entorno”
- Ex_q Exergía Química: debida a la diferencia de composición entre sistemas y medio ambiente

6.6.5 Exergía de una corriente de fluido: exergía de flujo o corriente.

La exergía de flujo de una sustancia cualquiera, por mol de materia, viene dada por la formulación general



$$\psi = h - T_0 s - \sum y_i \mu_{i,0} \quad \text{Ec.11}$$

La ecuación 11 puede ser escrita de la siguiente forma que resulta más cómoda para los cálculos

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) - \sum y_i (\mu_i - \mu_{i,0}) \quad \text{Ec. 12}$$

Los términos $(s - s_0)$ y $(h - h_0)$ en la ecuación 12 son las variaciones de la entropía y la entalpía por unidad por mol de materia, entre P_0, T_0 y P, T , Evaluadas bajo la restricción de que en caso de mezcla, la composición es constante.

El término de μ_i es el potencial químico por mol de la especie i a P_0, T_0 y composición de la mezcla, mientras que $\mu_{i,0}$ representa el potencial químico de la especie i en situación de equilibrio con el medio ambiente.

En la ecuación 12 la expresión $(h - h_0) - T_0 (s - s_0)$ representa lo denominado como componentes térmica y mecánica de la exergía de una sustancia. En conclusión es la capacidad de producir trabajo que tiene la misma por el hecho de estar en desequilibrio térmico y mecánico con el medioambiente

La segunda parte $\sum y_i (\mu_i - \mu_{i,0})$, la componente química de la exergía, es decir, la capacidad de producir un trabajo de la sustancia por estar en desequilibrio químico con el medioambiente [49].



6.6.6 Transferencia de exergía por Calor, Trabajo y Masa

- Transferencia de exergía por calor, Q

El potencial de trabajo de la energía transferida de una fuente térmica a temperatura T es el trabajo máximo que puede obtenerse de esa energía en un ambiente a una temperatura T_0 , y que puede ser equivalente al trabajo producido por una máquina térmica de Carnot, la ecuación 2 representa la fracción de energía de una fuente térmica a temperatura T que puede ser convertida en trabajo [50].

El calor es una forma de energía desorganizada y solo una porción de él puede convertirse en trabajo. La transferencia de calor Q en una ubicación que se encuentra a temperatura termodinámica T siempre está acompañada por la transferencia de exergía Ex_Q en la cantidad de:

$$Ex_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q \quad \text{Ec. 13}$$

- Transferencia de exergía por trabajo, W

La exergía es el potencial de trabajo útil, y la transferencia de exergía por trabajo puede expresarse simplemente como

Transferencia de exergía por trabajo:

Para trabajo de frontera:

$$Ex_W = W - W_{atr} \quad \text{Ec. 14}$$



Para otras formas de trabajo:

$$Ex_w = W \quad \text{Ec 15}$$

Donde:

$$W_{atr} = P_0(v_2 - v_1), \quad \text{Ec. 16}$$

En la ecuación 16 la P_0 Es la presión atmosférica, así como v_1 y v_2 son los volúmenes iniciales y final del sistema. Por consiguiente, la transferencia de exergía debida al trabajo, como los trabajos de flecha y eléctrico, es igual al trabajo W mismo. En el caso de un sistema que involucra trabajo de frontera [50].

- Transferencia de exergía por masa m

El flujo másico es un mecanismo para transportar exergía, entropía y energía dentro o fuera de un sistema. Cuando una cantidad de masa m entra o sale de un sistema, la acompaña una cantidad de exergía $m\psi$, donde:

$$Ex_m = m\psi \quad \text{Ec. 17}$$

Por lo tanto, la exergía de un sistema aumenta en $m\psi$ cuando entra la cantidad de masa m , mientras que disminuye en la misma cantidad cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema [50].

6.6.7 Volúmenes de control

Para el análisis de sistemas cuyas fronteras permiten el intercambio de materia con los alrededores resulta conveniente considerar al sistema como una región del espacio a través de la cual fluye materia. A esta región se le llama volumen de control



Las relaciones de balance de exergía para los volúmenes de control difieren de aquellas para los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de transferencia de exergía: el flujo másico a través de las fronteras. La masa posee exergía así como la energía y entropía, y la cantidad de las 3 propiedades extensivas son proporcionales a la cantidad de masa si tomamos la transferencia de calor hacia el sistema y la transferencia de trabajo desde el sistema, las relaciones de un volumen de control esta expresado en las ecuaciones 19 y 20 pueden expresarse para un volumen de control como:

$$Ex_Q - Ex_W + Ex_{ment} - Ex_{msal} - Ex_d = (Ex_2 - Ex_1)_{vc} \quad \text{Ec 18}$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}_k - [W - P_0(v_2 - v_1)] + \sum_{ent} \dot{m}\psi - \sum_{sal} \dot{m}\psi - \dot{E}x_d = (Ex_2 - Ex_1)_{vc} \quad \text{Ec. 19}$$

También podría expresarse en la forma de tasa como

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}_k - \left[\dot{W} - P_0 \frac{dv_{vc}}{dt} \right] + \sum_{ent} \dot{m}\psi - \sum_{sal} \dot{m}\psi - \dot{E}x_d = \frac{dEx_{vc}}{dt} \quad \text{Ec. 20}$$

Podríamos enunciar las relaciones anteriores como: la tasa de cambio de la exergía dentro del volumen de control durante un proceso es igual a la tasa neta de transferencia de exergía a través de la frontera del volumen de control por calor, trabajo y flujo másico menos la tasa de la destrucción de exergía dentro de la frontera del volumen de control [50].

6.6.8 Exergía para sistemas de flujo estacionario

En la practica la mayoría de volúmenes de control que encontramos como, turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos operan en estado estacionario, por lo tanto no experimentan cambios en



sus contenidos de masa, energía, entropía y exergía, de igual forma pasa con su volumen, por consiguiente:

$$dV_{vc}/dt = 0. \quad \text{Ec. 21}$$

$$dX_{vc}/dt = 0 \quad \text{Ec. 22}$$

La forma de tasa del balance de exergía en un volumen de control para un proceso de flujo estacionario se reduce a:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m} \psi - \sum_{sal} \dot{m} \psi - \dot{E}x_{destruida} = 0 \quad \text{Ec. 23}$$

Para dispositivos donde se maneja una sola corriente de salida y entrada la ecuación se reduce aun mas ya que el termino de flujo másico es igual en la salida y en la entrada [50].

6.6.9 Exergía química

Con lo expuesto en la determinación del ambiente de referencia, es posible calcular la exergía química de las especies de referencia.

La exergía química específica de cada especie está dada por la ecuación 24, considerando estas como gases ideales [19, 48]:

$$Ex_q = RT_0 \sum y_i \ln \left(\frac{y_i}{y_0} \right) \quad \text{Ec. 24}$$

Donde

y_i, y_{0i} = Fraccion molar del componente i en el fluido y en el ambiente respectivamente

R = Constante universal de los gases.

T_0 = Temperatura del ambiente



El estado estándar del gas denota un estado hipotético a T_n y P_n donde el gas en consideración tiene propiedades de gas ideal, así la exergía química estándar de las especies de referencia gaseosas se expresa mediante la ecuación 20.

$$Ex_q^o = RT \left(\ln \frac{P_n}{P_{0n}} \right) \quad \text{Ec. 25}$$

Donde

T_n, P_n = Temperatura y presión a las condiciones estándar

P_{0n} = presión parcial de la sustancia de referencia en la atmósfera.

- Exergía de un combustible fósil

De acuerdo con Szargut [48] y Kotas [13] la exergía de una sustancia, y esto es válido para los combustibles fósiles, puede dividirse en su componente química y física, de la forma:

La componente física y la componente química. La primera es el trabajo que se obtiene llevando el sistema, por medio de procesos físicos donde hay un desequilibrio térmico y mecánico con el ambiente, mientras que la componente química recogería el trabajo técnico que puede obtenerse por la modificación de su composición química a la presión y temperatura ambiente (en virtud del desequilibrio químico).

Para el caso de los combustibles gaseosos, el cálculo de la exergía química puede llevarse a cabo considerándolo como una mezcla de gases ideales, tal como lo exponen Valero y Lozano [44]. En éste caso la exergía química está dada por.

$$Ex_q = \sum y_i \left(Ex_{qi}^o + RT \ln y_i \right) \quad \text{Ec. 26}$$

Donde



y_i = Fracción molar del componente i

Ex_{qi}^o = Exergía química estándar de la especie química i

En el caso de los combustibles líquidos y sólidos el mayor inconveniente para calcular su exergía es que al no tener una composición química regular, no se dispone para ellos de las entalpías y entropías de formación. Por esta razón normalmente se emplean correlaciones empíricas para solucionar éste problema.

6.6.10 Balance general de exergía

El balance de exergía para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso puede expresarse más explícitamente como:

$$\underbrace{Ex_{ent} - Ex_{sal}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía} \\ \text{por calor trabajo y masa}}} - \underbrace{Ex_d}_{\substack{\text{Destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta Ex_{sistema}}_{\substack{\text{Cambio} \\ \text{en exergía}}} \quad \text{Ec. 27}$$

O en forma de tasa como:

$$\underbrace{\dot{Ex}_{ent} - \dot{Ex}_{sal}}_{\substack{\text{tasa de transferencia neta de exergía} \\ \text{por calor trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{Ex}_d}_{\substack{\text{tasa de destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\frac{\Delta Ex_{sistema}}{dt}}_{\substack{\text{Tasa de cambio} \\ \text{en exergía}}} \quad \text{Ec. 28}$$

Podríamos definir el balance como: el cambio de exergía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la transferencia neta de exergía a través de las fronteras del sistema y la exergía destruida dentro de las fronteras del sistema como resultado de las irreversibilidades.

6.6.11 Eficiencia exergética

El parámetro usado tradicionalmente para evaluar el funcionamiento termodinámico de un sistema es la eficiente térmica, definida en términos generales como la proporción entre la energía en la forma deseada y la energía suministrada al sistema.



En esta definición, las cantidades de energía se comparan sin hacer referencia a la calidad de esta. Empleando el concepto de exergía, la calidad de la energía puede compararse. Por otro lado, la eficiencia térmica es significativa solo para procesos cíclicos y generalmente es inútil para procesos abiertos, mientras que la eficiencia exergética es igualmente útil tanto en procesos cíclicos como procesos abiertos.

La eficiencia exergética se define en términos generales como la proporción entre la exergía del Producto y la exergía del recurso

$$\varepsilon = \frac{Ex_{Producto}}{Ex_{recurso}} \text{ Ec. 29}$$

La eficiencia exergética es un asunto que requiere cuidado ya que puede variar para cada planta en particular y cada componente en particular dependiendo del sentido de operarla e instalarla. Para la planta prototípica estudiada en este trabajo se define una eficiencia exergética para el sistema y para cada componente del sistema.

La exergía del producto generada por la planta en su conjunto es la potencia producida; la exergía de recurso es la exergía del combustible. Ya que tanto el combustible de entrada como el trabajo de salida ambos son formas de energía de alta calidad [52].

En el caso de un compresor la exergía del recurso está determinada por la potencia que entra para realizar el trabajo de compresión y la exergía del producto es el aumento de la exergía del fluido a comprimir.

Para una turbina operando en estado estacionario y adiabáticamente, se considera la exergía del producto la potencia generada ya que esta es la finalidad de operar el sistema, y la exergía del recurso a la reducción de la exergía del gas o vapor en la entrada y la salida de la turbina de gas y vapor respectivamente.



En el caso del condensador cuya finalidad sea disipar el calor al ambiente, definimos nuestro producto como la diferencia entre la salida del agua de refrigeración y su entrada, y nuestro recurso como la diferencia entre la entrada de vapor y la salida de condensado.

En el caso de intercambiadores de calor cuya finalidad es aumentar la exergía del a corriente fría a costa de una reducción en la exergía de la corriente caliente, la exergía de producto es el aumento en la exergía de la corriente fría y la exergía de recurso es la reducción en al exergía de la corriente caliente.

Para las bombas, la exergía de producto se considera que es el aumento en la exergía del fluido entre la entrada y la salida de la bomba; la exergía del recurso es la potencia que se suministra.

La función de la caldera es aumentar la exergía del fluido de trabajo; por lo tanto, este aumento en la exergía de la corriente se considera la exergía del producto. Por otro lado, la suma de las exergias del combustible y del aire precalentado utilizado para la combustión es la exergía del recurso al sistema [45].

En algunos casos donde la eficiencia exergética no sea el parámetro más adecuado para evaluar el funcionamiento de ciertos componentes podríamos utilizar el radio de destrucción de exergía.

$$\gamma'' = \frac{Ex_d \text{ del equipo}}{Ex_T \text{ Suministrada al sistema}} \quad \text{Ec. 30}$$



7. METODOLOGÍA

La investigación desarrollada en este proyecto es de tipo descriptiva, por lo que se describe un proceso real, con la finalidad de exponer los fenómenos de la forma en que son observados, además cuantitativa, ya que existe la posibilidad de medir y analizar variables de manera numérica después de una recolección de datos.

7.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA METODOLOGÍA

El procedimiento seguido para llevar a cabo este proyecto se describe a continuación:

1. Se llevo a cabo la recopilación de la información referente a las leyes de la termodinámica, e investigaciones de análisis exergéticos.
2. Se dió a conocer una descripción del estado actual del sistema, del proceso y de equipos que se analizaron. Se describió el ambiente de referencia, y se establecieron las condiciones de trabajo.
3. Se aplicó la metodología correspondiente al análisis exergético. Para ello se separo el sistema de modo práctico mediante volúmenes de control y se tuvieron en cuenta las simplificaciones necesarias y termodinámicamente validas para facilitar el proceso:
 - El proceso se estudio en el estado estacionario del sistema. Por lo tanto quedan fuera los problemas de carácter dinámico.
 - Los efectos de la energía cinética y potencial de los flujos másicos de las corrientes que entran o salen del volumen de control se despreciaron, ya que los cambios en estas formas de energía resultan



despreciables comparados con los cambios en la entalpía de los flujos másicos de las mismas corrientes.

- El proceso termodinámico es abierto a las interacciones con el entorno.
 - Se hicieron los cálculos de la exergía de los flujos y volúmenes de control, con la ayuda de los datos obtenidos de la planta: presión, temperatura, flujos másicos, flujos volumétricos, energía interna (tablas), entropía (tablas) desarrollando las ecuaciones 23 y 27.
 - Se realizó un balance de exergía total del sistema para calcular la eficiencia exergética con la ecuación 23
4. Se identificaron los principales lugares o puntos críticos en donde las pérdidas de exergía son representativas. Mediante el estudio de las magnitudes obtenidas del análisis exergético y se realizaron las valoraciones pertinentes
 5. Se estimaron los costos en términos de energía requerida, de sus flujos y de productos finales, con el que se realizó la valoración económica

7.2 ZONA DE INVESTIGACIÓN

Al plantear el estudio sistemas de producción con alto grado de consumo energético y sistemas productivos donde no se hayan aplicado análisis de exergía, en Cartagena de indias nos encontramos con una situación más que adecuado para este proyecto; La zona industrial de Mamonal, es el punto de desarrollo industrial y manufacturero más importante de la ciudad, nos presenta una alternativa, al ser aquí donde se sitúan gran cantidad de industrias en las cuales un ingeniero químico podría desempeñar.



La empresa Abonos colombianos S.A. ABOCOL se encuentra ubicada en el km 11 de Mamonal, Esta se dedica a la producción de fertilizantes utilizados en el campo de la agronomía para incrementar los nutrientes en los suelos. Por ello cuenta con varios procesos de producción y consumo de energía, lo cual nos brinda la oportunidad de analizar su proceso de generación de energía eléctrica, con la finalidad de ver si es eficiente en el uso de la energía.

7.3 DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL DESARROLLO DE ANÁLISIS EXERGÉTICO

El diagrama de flujo es la representación detallada en forma gráfica de cómo deben realizarse los pasos para producir resultados. En este caso, el diagrama de flujo servirá para detallar, a grandes rasgos, el camino a seguido para desarrollar el análisis exergético (figura 15).

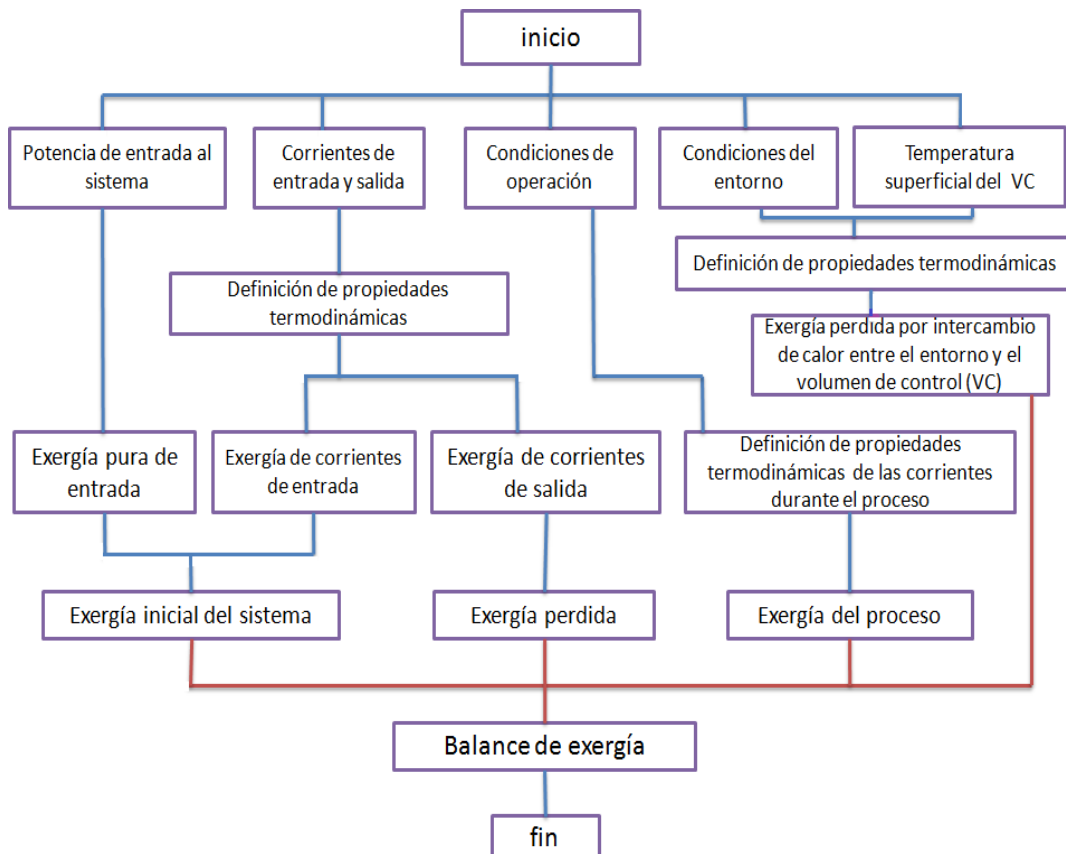


Figura 15. Diagrama de flujo análisis exergético



7.4 ESPECIFICACIONES DE VOLUMEN DE CONTROL

Con el fin de aplicar el método de análisis exergético a un sistema, este debe ser convenientemente dividido en volúmenes de control, en este estudio los volúmenes de control a estudiar son los principales componentes de la planta, estos equipos ya se han definido.

7.5 MEDIO AMBIENTE, IDEALIZACIONES Y TIPOS DE VARIABLES

La exergía es una propiedad inherente al sistema una vez que el ambiente ha sido especificado. A lo largo de este estudio, el ambiente del sistema se define por medio de los valores estándar de temperatura y presión ambiente $T = 32^{\circ}\text{C}$ y $P = 1$ atm. Además de esto se considerara en desequilibrio la atmósfera cuando en esta estén compuestos diferentes al aire (N_2 , O_2).

- Análisis dimensional

Después de haber tomado los flujos másicos, los cuales se obtuvieron en unidades de libras (lb) por la base de cálculo en horas (h), se utilizó la siguiente ecuación para convertirlos a kg/s.

$$m = \left(\frac{m}{t} \right) * \frac{0.4535 \cdot kg}{1lb} * \frac{1h}{3600s} \quad \text{Ec. 31}$$

La empresa maneja los datos de temperaturas en $^{\circ}\text{F}$ para el manejo de los cálculos no fue necesario pasar los a $^{\circ}\text{C}$

$$^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9} (^{\circ}\text{F} - 32) \quad \text{Ec. 32}$$

Hysys proporciona las entalpías y entropías específicas:



$$h = \frac{kJ}{kg} \quad \text{Ec. 33}$$

$$S = \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \quad \text{Ec 34}$$

Al desarrollar los balances de Energía y Exergía la unidad de trabajo final fue el kW

$$En = mh \quad \text{Ec. 35}$$

$$En = \frac{kg}{s} * \frac{kJ}{kg} = kW \quad \text{Ec. 36}$$

$$\dot{Ex} = m(h - T_o s) \quad \text{Ec. 37}$$

$$\dot{Ex} = \frac{kg}{s} * \left(\left(\frac{kJ}{kg} \right) - ^\circ C \left(\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right) \right) = kW \quad \text{Ec. 38}$$

Las unidades presentadas fueron las utilizadas en el desarrollo de las ecuaciones para el balance de energía y exergía.

Los tipos de variables del proceso son las descritas en la Tabla 2, se definen variables independientes y dependientes.

Tabla 2. Tipos de variables

VARIABLE	UNIDADES	SÍMBOLO	TIPO
Flujo másico	kg/ s	\dot{m}	Independiente
Temperatura	°F	T	Independiente
Presión	psig	P	Independiente
Calor Específico	kJ/kg * °C	C_p	Dependiente
Entalpía	kJ/kg	H	Dependiente
Entropía	kJ/kg°C	S	Dependiente
Calor	kJ	Q	Dependiente
Exergía	kJ/kg	Ex	Dependiente



7.6 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA DE ESTUDIO

La planta de ciclo combinado que se estudiará es una central para el uso especificado de la empresa Abonos Colombianos S.A. ABOCOL, la planta de 22 MW. Se considera pequeña comparada con otras plantas térmicas de ciclo combinado donde la finalidad es producir energía eléctrica para diferentes utilidades (residencial, industrial, otros), en ABOCOL se utiliza para llevar a cabo sus procesos.

Las empresas instalan estas centrales, porque [1]:

- Son económicas, tanto en su proceso de fabricación, como por el bajo coste del combustible.
- Son eficientes, especialmente por la larga utilización del combustible.
- Las obras de construcción son rápidas, y el inicio de la producción es rápido, lo que permite a las compañías obtener beneficios muy pronto, amortizándose rápidamente la inversión.
- Pueden trabajar ininterrumpidamente.

Se trata de una planta con configuración 1x1, la producción de los 22 MW_{aprox} están distribuidos así: 11.4 MW en la turbina de gas y 8.1 MW en la turbina de Vapor, esta funciona con el vapor generado en la HRSG y además se incluyen 3 calderas de vapor, en este punto es donde se diferencia de los ciclos combinados convencionales, anteriormente solo se contaba con la turbina de vapor, actualmente se le ha incluido la turbina de gas para mejorar el rendimiento. En la figura 16 esta la configuración actual del ciclo combinado de Abocol.

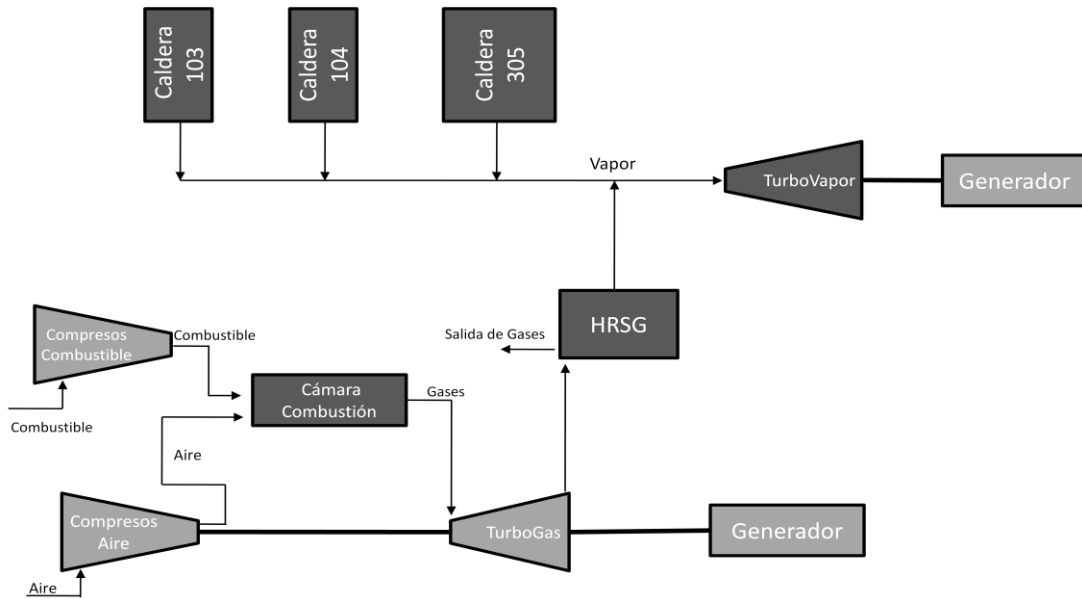


Figura 16 Ciclo Combinado Planta industrial ABOCOL

En el ANEXO 8 se encuentra una descripción detallada de cada zona de la planta.

En la figura 17 se describe de manera general el proceso de generación de energía eléctrica.

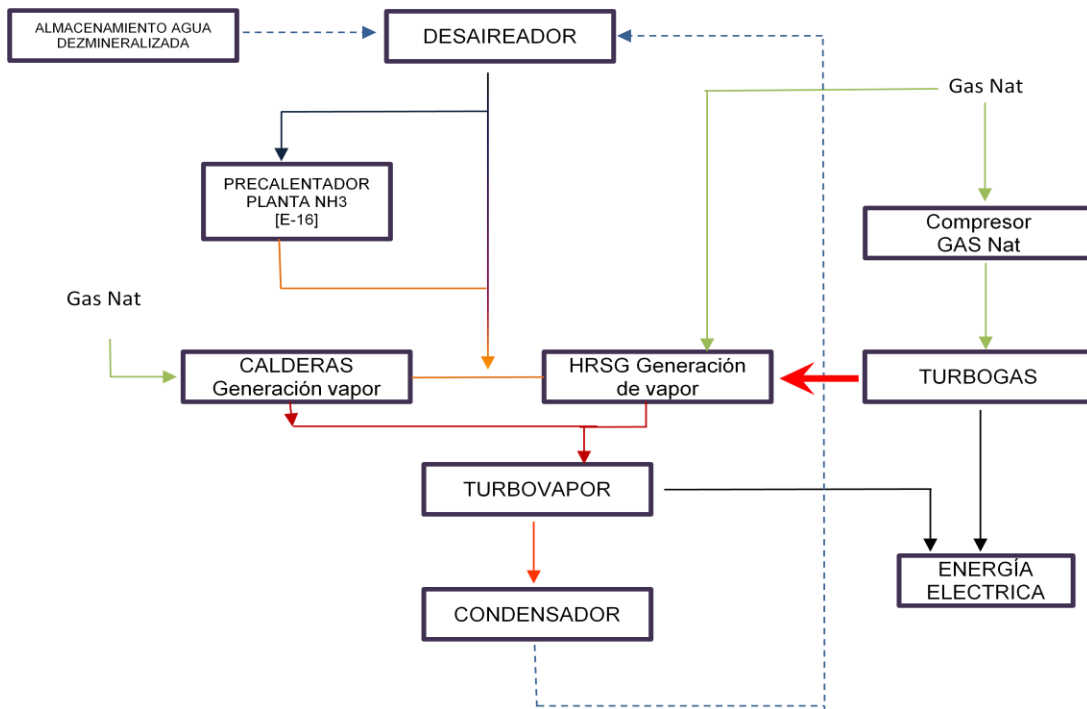


Figura 17. Proceso de generación de electricidad ABOCOL



7.7 IDENTIFICACION EQUIPOS Y DE FLUJOS DEL PROCESO

En la tabla 3 se describen los equipos y la cantidad de cada uno de estos, también se describe paso a paso la planta de servicios industriales de ABOCOL, especificando cada una de las corrientes (figura 18); además, en el ANEXO 1 se muestran los datos aportados por la empresa para la realización del análisis exergético. la numeración de las corrientes tanto en la figura 18 como en los ANEXOS 6 guarda relación.

Tabla 3. Equipos

EQUIPOS	N° DE EQUIPOS
Compresores	2
Turbina de Gas	1
HRSG “C. de Recuperación”	1
Calderas de vapor	3
Turbina de vapor	1
Condensador	1

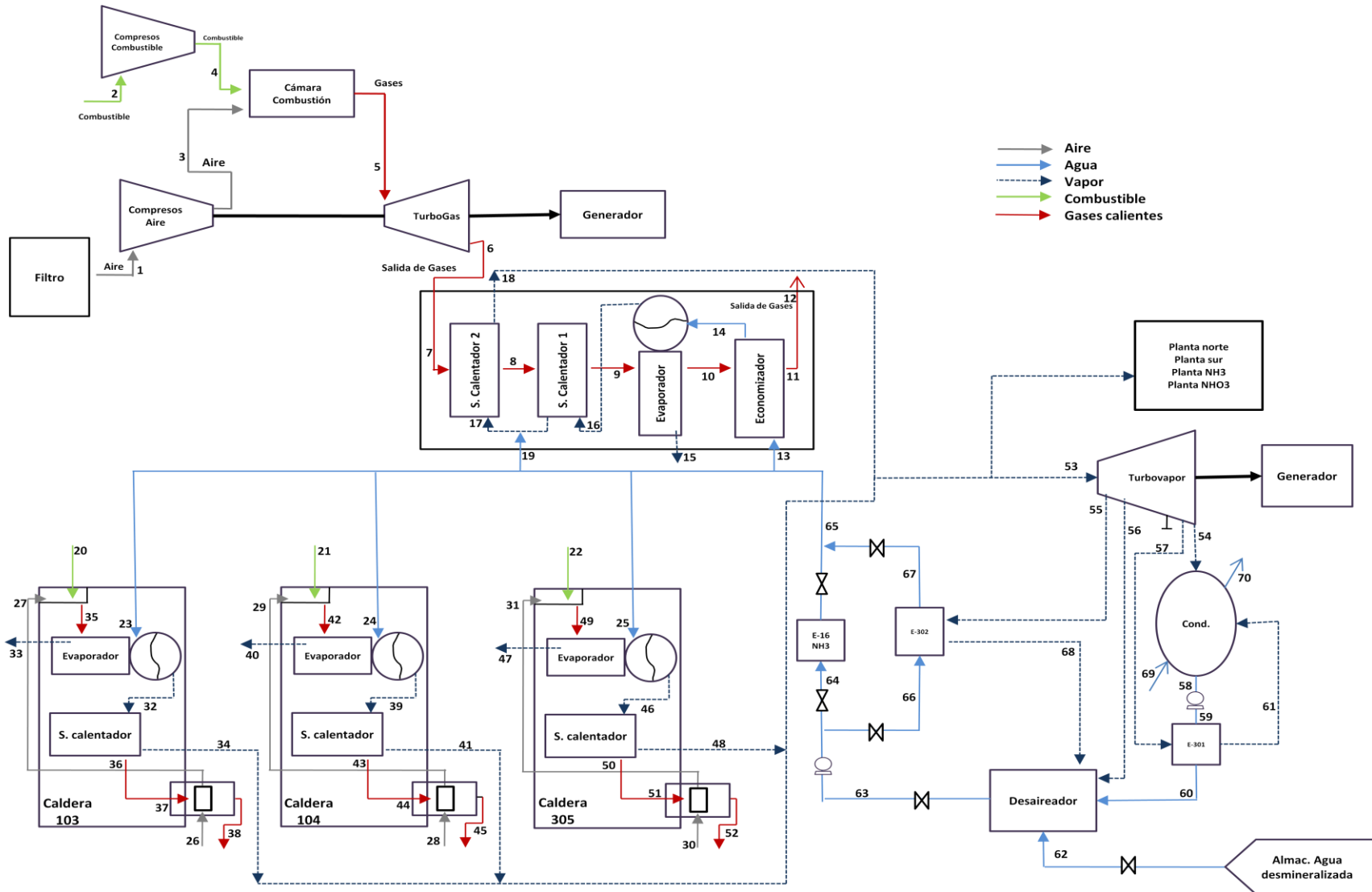


Figura 18. Planta servicios industriales Abocol Discriminación de flujos



7.7.1 Toma de datos

La obtención de los datos necesarios para el cálculo de la exergía tales como temperatura, presión y flujo másico, fueron facilitados por medio del seguimiento y tabulación diaria que los operarios hacían cada 8 horas para las Zonas de turbogas, compresores, turbovapor, zonas de calderas y caldera de recuperación (HRSG). Los datos suministrados fueron el resumen de operaciones, entre los días 11 y 15 de enero del 2012.

Los datos expuestos en el ANEXO 1 son datos promedio del resumen de operación de las diferentes zonas, se tomaron 15 datos y se promediaron, y estos fueron los datos utilizados para la realización de este análisis.

Para la realización de los cálculos en la zona de turbogas, no se tenían condiciones de temperatura y presión a la entrada de la turbina de gas, lo mismo ocurría en la corriente de salida del compresor de aire, teniendo en cuenta las ecuaciones de la 39 a la 41 y partiendo de que la entrada de aire al compresor esta a condiciones atmosféricas y que se conocía la temperatura de salida de la turbina de gas se realizaron las siguientes asunciones:

- Eficiencias isentropica de 90% para turbina de gas y 80% para el compresor, ya que son los valores que manejan las turbinas y compresores industriales en la actualidad.
- La presión a la descarga del compresor es igual a la de la entrada de la turbina de gas, porque la caída de presión en el combustor es baja. Con estas asunciones y la definición de eficiencia isentropica (Tabla 6) para turbinas:

$$\eta_{isen} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad \text{Ec. 39}$$



$$\eta_{isen} h_1 - \eta_{isen} h_{2S} = h_1 - h_2 \quad \text{Ec. 40}$$

$$\frac{h_2 - \eta_{isen} h_{2S}}{0.1} = h_1(T, P) \quad \text{Ec. 41}$$

De la ecuación 41 se conoce el término de la izquierda y el término de la derecha es una propiedad de mezcla de gas real en función de la temperatura y presión a la entrada de la turbina, condiciones que se hallaron con la ayuda de HYSYS por medio iteraciones; como la caída de presión es pequeña en la cámara de combustión, la presión de la salida del compresor es la misma que la presión de entrada a la turbina.

7.8. ANALISIS TERMODINÁMICO

7.8.1 Exergía específica

Como lo señala la ecuación 12, la exergía específica tiene dos componentes, la componente física y la componente química. Para la exergía física se hace necesario conocer los valores de entropía y entalpia específicas, de cada una de las corrientes, estas en su mayoría se encuentran a altas presiones y altas temperaturas (gases reales), lo que implica la utilización de modelos complejos para su estimación como se muestra en el ANEXO 7, esto sumado al alto número de corrientes en el proceso, nos llevo a utilizar una herramienta practica para la obtención de estas propiedades como lo es ASPEN HYSYS 2006 ® para los datos de operación promedios. El valor de las propiedades específicas para cada una de las corrientes se encuentra en el ANEXO 2.

El siguiente paso, fue separar las corrientes formadas exclusivamente por agua (vapor o líquido), de aquellas que son anhídra o que contengan agua en un bajo porcentaje (gas natural, gases combustión).



Para las corrientes de agua escogimos como fluid package ASME steam, este paquete contiene las tablas aceptadas oficialmente por la International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS), que es la entidad que estudia y estandariza las propiedades del agua para uso industrial.

Para las corrientes de gas natural, aire y gases de combustión utilizamos como fluid package la ecuación de estado Peng Robinson, que goza de gran confianza en el sector petroquímico, y que presenta mayor precisión en los resultados ubicados en la zona crítica, esto quiere decir que proveer una exactitud razonable cerca del punto crítico, particularmente para los cálculos del factor de compresibilidad.

Para el cálculo de la exergía química únicamente se tomaron las corrientes que están en desequilibrio químico con el ambiente, tal es el caso de el combustible y de los gases de combustión. Para los combustibles el valor del poder calorífico representa la cantidad de exergía química del mismo [53]:

$$Ex_q = PCI = 47863.1739 \frac{kJ}{kg}$$

Por otro lado para los gases de combustión la exergía química tiene que ser calculada por la ecuación 24, debido a que la composición de los gases varía dependiendo del equipo (HRSG y Calderas 103, 104 y 305) la exergía química de los gases de combustión también varía. Al desglosar la ecuación 24 se tiene:

$$Ex_q = RT_0 \sum y_i (\ln y_i - \ln y_{i,0}) \quad \text{Ec. 42}$$

$$Ex_q = RT_0 \sum y_i \ln y_i - RT_0 \sum y_i \ln y_{i,0} \quad \text{Ec. 43}$$



Entonces para las corrientes de gases de combustión en la HRSG y calderas se desarrollan las sumatorias, conociendo la fracción molar (y_i) de los gases y la fracción molar de esos mismos gases en el ambiente ($y_{i,o}$) se obtiene la siguiente expresión.

$$Ex_q = RT_0 \sum (y_{O_2} \ln y_{O_2} + y_{CO_2} \ln y_{CO_2} + y_{H_2O} \ln y_{H_2O} + y_{N_2} \ln y_{N_2}) - RT_0 \sum (y_{O_2} \ln y_{0,O_2} + y_{CO_2} \ln y_{0,CO_2} + y_{H_2O} \ln y_{0,H_2O} + y_{N_2} \ln y_{0,N_2}) \quad \text{Ec. 44}$$

Esta sería la expresión general (ecuación 44) con la cual se determina la exergía química, de las corrientes de gases de combustión en los diferentes equipos (HRSG y Calderas 103, 104 y 305).

Las composiciones de los gases de cada uno de los equipos y para el ambiente se encuentran en la tabla 4. Los valores obtenidos de exergía química se encuentran en el **ANEXO 3**

Tabla 4. Composición molar de gases, en calderas, HRSG y estado de referencia

Gas	103	104	305	HRSG	y_o [49]
O ₂	0,072	0,05	0,092	0,142	0,204
CO ₂	0,062	0,072	0,053	0,038	0,003
H ₂ O	0,124	0,144	0,106	0,061	0,031
N ₂	0,742	0,734	0,749	0,759	0,762

La exergía química estándar (Ex_{qi}^o) reportada en la literatura [49], para cada uno de los compuestos puros que componen los gases de combustión es de 0.7kJ/mol, 3.9kJ/mol, 8.6kJ/mol, 20kJ/mol para el N₂, O₂, H₂O y CO₂ respectivamente, con estos valores y las composiciones en cada una de las calderas es posible calcular la exergía química de los gases de combustión, utilizando la ecuación 26.



7.8.2 Volúmenes de control

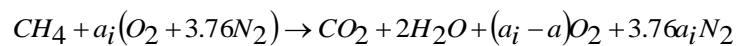
Para establecer la exergía del proceso se deben aplicar los balances de masa, energía y exergía a los diferentes equipos (volúmenes de control) en las zonas de la planta de servicios industriales.

Se asumió que el total de la masa que entraba a cada equipo era igual al total de masa en la salida de estos.

$$\sum m_{ent} = \sum m_{sal}$$

Para la zona turbogas se presentó un caso particular, no se conocía el flujo de aire que ingresaba al combustor para reaccionar con el combustible, la única información con la que contábamos era el porcentaje de oxígeno residual que se encontraba a 14.3% y la cantidad de combustible que ingresaba que era 403.12 lbmol/h

Para calcular el porcentaje de aire en exceso, se partió asumiendo que el combustible era solo metano, ya que el gas natural proporcionado a Abocol está compuesto por un 97.79% de metano, además se asumió que la combustión es completa. La reacción de combustión del metano con aire sería:



Donde:

a = oxígeno teórico (lbmol/h)

a_i = exceso de oxígeno (lbmol/h)

nm = número de libramoles

$$nm_{CO_2} = nmCH_4 \quad \text{Ec. 45}$$



$$nm_{H_2O} = \frac{4nmCH_4}{2} \quad \text{Ec. 46}$$

$$a = \frac{2nm_{CO_2} + nm_{H_2O}}{2} \quad \text{Ec. 47}$$

$$nmO_2 = (a_1 - a) \quad \text{Ec. 48}$$

$$nmN_2 = 3.77n_i \quad \text{Ec. 49}$$

$$x = \frac{nmO_2}{nm_{CO_4} + nm_{H_2O} + nmO_2 + nmN_2} \quad \text{Ec. 50}$$

$$x = \frac{(a_1 - a)}{nm_{CO_4} + nm_{H_2O} + (a_1 - a) + 3,77a_i} \quad \text{Ec. 51}$$

$$xnm_{CO_4} + xnm_{H_2O} + x(a_i - a) + x3,77a_i = (a_i - a) \quad \text{Ec. 52}$$

$$xnm_{CO_4} + xnm_{H_2O} + xa_i - xa + x3,76a_i = a_i - a \quad \text{Ec. 53}$$

$$xnm_{CO_4} + xnm_{H_2O} + a - xa = a_i - xa_i - x3,76a_i \quad \text{Ec. 54}$$

$$xnm_{CO_4} + xnm_{H_2O} + (1 - x)a = (1 - x - x3,76)a_i \quad \text{Ec. 55}$$

$$a_i = \frac{xnm_{CO_4} + xnm_{H_2O} + (1 - x)a}{(1 - x - x3,76)} \quad \text{Ec. 56}$$



Las ecuaciones de la 45 a la 56 se desarrollan para calcular el exceso de oxígeno. Donde $x = \%$ de oxígeno residual proporcionado por ABOCOL para las diferentes calderas.

Tabla 5. Porcentaje de Aire en exceso

	% O ₂ residual	O ₂ teórico (lbmol/h)	O ₂ con exceso (lbmol/h)	exceso de O ₂ (lbmol/h)	%O en exceso
Turbogas HRSG	14.5	806.25	2664.44	1858.19	230

De acuerdo con la sección 6.6.8 en la práctica la mayoría de volúmenes de control que encontramos como turbinas, compresores, toberas, difusores, tuberías, intercambiadores de calor y ductos funcionan en estado estacionario, de acuerdo a lo anterior la expresión aplicada para el balance de energía y exergía en estado estacionario son:

Balance de energía en volúmenes de control en estado estacionario

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{E}n - \sum_{sal} \dot{E}n = 0 \quad \text{Ec. 57}$$

Donde:

$$\sum_{ent} \dot{E}n = \text{Energía total de las corrientes de entrada}$$

$$\sum_{sal} \dot{E}n = \text{Energía total de las corrientes de salida}$$

$$\dot{W} = \text{Energía por trabajo}$$

$$\dot{Q} = \text{Energía por calor}$$

Para el balance de exergía se utilizó la ecuación 23. En la tabla 6 se describe de manera general la forma de aplicación de los balances de energía y exergía, en los diferentes equipos que conforman el ciclo combinado:



Tabla 6 Balance General de masa, energía y exergía para equipos de la Planta. Servicios industriales

Equipo	Balances de Masa, Energía, Exergía	Eficiencia Energética, Exergética
	Balance de masa $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ Balance de energía $\dot{W} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$ Trabajo isentropico $\dot{W}_{isen} = \dot{m}_2 h_2(s) - \dot{m}_1 h_1$ Destrucción de exergía $Ex_d = \psi_1 - \psi_2 + \dot{W}$	$\eta_{isen} = \frac{W_{isen}}{\dot{W}}$ $\varepsilon = \frac{\psi_2 - \psi_1}{\dot{W}}$
	Balance de masa $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ Balance de energía $\dot{W} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2$ Trabajo isentropico $\dot{W}_{isen} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2(s)$ Destrucción de exergía $Ex_d = \psi_1 - \psi_2 - \dot{W}$	$\eta = \frac{W}{W_{isen}}$ $\varepsilon = \frac{W}{W_{max}} = \frac{W}{\psi_1 - \psi_2}$
	Balance de masa $\dot{m}_{C1} + \dot{m}_{F1} = \dot{m}_{C2} + \dot{m}_{F2}$ Balance de energía $\dot{Q}_{Ced} - \dot{Q}_{Abs} = \dot{Q}_{des}$ $\dot{Q}_{des} = \dot{m}_{1hot} h_{1hot} - \dot{m}_{hot2} h_{hot2} - \dot{m}_{cool2} h_{cool2} + \dot{m}_{cool1} h_{cool1}$ Destrucción de exergía $Ex_d = \psi_{hot1} + \psi_{cool1} - \psi_{cool2} - \psi_{hot2}$	$\eta = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Ced}}$ $\varepsilon = \frac{\psi_{cool2} - \psi_{cool1}}{\psi_{hot1} - \psi_{hot2}}$
	Balance de energía $Q = m_{comb} * PCI + m_{aire} h_{aire} - m_{gas\ comb} h_{gas\ com}$ Destrucción de exergía $Ex_d = \psi_{comb} + \psi_{aire} - \psi_{gas\ atm}$	$\varepsilon = \frac{\psi_{gas\ comb}}{\psi_{comb} + \psi_{aire}}$



	<p>Balance de masa</p> $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ <p>Balance de energía</p> $\dot{Q} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2$ <p>Destrucción de exergía</p> $Ex_d = \psi_{1,v} + \psi_{1,Enf} - \psi_{2,Cond} - \psi_{2,Cond}$	$\varepsilon = \frac{\psi_{2enf} - \psi_{1enf}}{\psi_{1vapor} - \psi_{2cond}}$
	<p>Balance de masa</p> $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ <p>Balance de energía</p> $\dot{W} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$ <p>Trabajo isentropico</p> $\dot{W}_{isen} = \dot{m}_2 h_2(s) - \dot{m}_1 h_1$ <p>Destrucción de exergía</p> $Ex_d = \psi_1 - \psi_2 + \dot{W}_u$	$\eta_{isen} = \frac{W_{isen}}{\dot{W}}$ $\varepsilon = \frac{\psi_2 - \psi_1}{\dot{W}}$

En el ANEXO 4 se encuentran de manera específica los balances de energía y exergía para cada equipo.



8. RESULTADOS

En esta sección, la presentación de los cálculos y resultados se hará de acuerdo a los balances de energía y exergía realizados.

➤ Balance energía

Con las entalpías y datos de potencia se procedió a realizar el balance energético por equipo y por ciclo, teniendo como base la ecuación de la conservación de la energía, el funcionamiento del ciclo y el tipo de equipo. Los resultados mostrados provienen de los balances desarrollados en los ANEXO 5. Los valores obtenidos del balance de energía son mostrados en la tabla 7.

Tabla 7. Trabajo generación de potencia ciclo de Joule-Brayton

Ciclo Joule-Brayton	(kW)
Calor aportado	40100.591
Calor rechazado	27387.091
W Compresor	19860.416
W Trabajo turbina	32574.916
W teórico ciclo	12713.500

El compresor de aire recibe energía de la turbina para realizar el proceso de compresión, la turbina produce 32574.916 kW, de esta cantidad de energía el 61% va dirigido al compresor, este porcentaje fue suministrado por el jefe de la planta de servicios industriales de Abocol, dejando 12713.505 kW para la producción de energía eléctrica.

De la turbina de gas salen gases residuales con una energía de 26278.464 kW (Corriente 6 del ANEXO 3) que son aprovechados en la HRSG para generar vapor, adicionalmente en las calderas es suministrado combustible con la misma intensidad de generar vapor, cerca del 69.11% de la energía absorbida por el agua en las calderas se utiliza para la generación de energía eléctrica, los valores se encuentran en la tabla 8.



Tabla 8. Calor suministrado por los gases a HRSG y Calderas

	Calor suministrado (kW)
HRSG	27387.091
Calderas	53438.080
Total	80825.171

Tabla 9. Calor absorbido agua y potencia del ciclo de Rankine

Ciclo Rankine	Q absorbido agua (kW)	Calor desechado agua(kW)
HRSG	10281.464	21531.110
Calderas	33489.308	
Total	43770.773	
Total otras plantas	13520.792	
Total a turbina	30249.981	
w ciclo Rankine (kW)	8718.871	

La turbina de vapor aporta 8726.365 kW para la generación de energía eléctrica.

Las ecuaciones desarrolladas en cada equipo para realizar el balance de energía se encuentra dado en ANEXOS 4.

Para las calderas 103, 104 y 305, fue necesario asumir un proceso adiabático en el intercambio de calor entre el agua y los gases de combustión para de esta manera determinar la cantidad mínima de energía que tiene que poseer los gases para que el flujo de calor vaya desde los gases de combustión hacia el agua

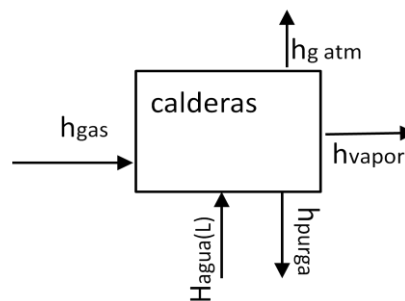


Figura 19. Proceso adiabático de intercambio en calderas



Se asumió un proceso adiabático donde:

$$\sum_{ent} \dot{E}n - \sum_{sal} \dot{E}n = 0 \quad \text{Ec. 58}$$

$$h_{gas} + h_{agua} - h_{purga} - h_{vapor} - h_{g\ atm} = 0 \quad \text{Ec. 59}$$

$$h_{gas} = h_{purga} + h_{vapor} + h_{g\ atm} - h_{agua} \quad \text{Ec. 60}$$

Entonces h_{gas} es el calor mínimo que tienen que poseer los gases de combustión para que se dé la transferencia de calor, con el valor de esta entalpia, se introdujeron los datos de composición de los gases de combustión de cada una de las calderas en ASPEN HYSYS, luego, por prueba y error se calculo la temperatura mínima a la que tienen que entrar los gases de combustión, para que pueda darse el proceso de intercambio de calor. Los balances energéticos y exergético para este caso se encuentran en el ANEXO 9. Las temperaturas mínimas halladas son mostradas en la tabla 10:

Tabla 10: Temperaturas mínimas de gas de combustión a la salida de hogar

Calderas	Temperatura (°F)
103	2317
104	2654
305	1091

Con estas temperaturas se hallaran eficiencias en cada uno de los componentes de las calderas y se permitirá la comparación del proceso real con uno obtenido teóricamente.

➤ Balance exergía.

Para el balance exergético se hallaron los valores de la exergía de flujo de cada una de las corrientes, para ello primero se estimaron la exergía física y química de



cada una de ellas, que al ser sumadas darán la exergía del flujo; para procesos no reactivos la exergía física se toma como exergía total de flujo. La exergía física se calcula con ayuda de la ecuación 12, teniendo en cuenta que el termino de exergía química solo se toma para los gases en desequilibrio con el ambiente, los valores de exergía física están dados en el ANEXO 3.

La exergía del combustible es la suministrada a todo el ciclo combinado para su funcionamiento, la tabla 11 muestra lo anteriormente dicho:

Tabla 11. Exergía suministrado a los ciclos

Ciclo	$Ex_{COMBUSTIBLE}$
<i>Joule -Brayton</i>	39160.372
<i>Rankine</i>	76847.112
Total a planta	116008.067

La tabla 12 muestra el valor de la exergía destruida, después de realizar los balances correspondientes a cada equipo. Los balances de cada uno, se encuentran en el ANEXO 4 y los resultados se encuentran en el ANEXO 6.

Tabla 12. Exergía destruida en cada equipo del proceso

Equipos	$Ex_d (kW)$
TURBO GAS	
Compresor aire	183.589
Compresor combustible	45.877
Turbo gas	155.990
Combustor	2028.452
HRSO	
Supercalentador 2	167.562
Supercalentador 1	291.246
Evaporador	484.682
Economizador	223.174
CALDERA 103	
combustión 103	1696.162
intercambio 103	570.400
calentador de aire caldera 103	80.778
CALDERA 104	



combustión 104	1501.963
intercambio 104	866.336
calentador de aire caldera 104	67.770
CALDERA 305	
combustión 305	3507.074
intercambio 305	1871.929
calentador de aire caldera 305	2431.540
TURBOVAPOR	211.330
condensador	1277.868
Calentador E-301	221.810
bomba 01	0.84
bomba 02	4.080
Total Ex_d	17888.890

Los gases que salen del proceso hacia la atmósfera contienen cierta cantidad de exergía que se puede aprovechar dentro del mismo proceso o fuera de este, por ello la exergía de estas corrientes fueron asumidas como exergía perdida. En la Tabla 13 se muestra la exergía perdida en las corrientes de gases de combustión.

Tabla 13. Exergía perdida en gases a la atmósfera

Corriente	<i>Ex_{perdida}</i> (kW)
gases atmósfera HRSG	9784.310
gases atmósfera caldera 103	1908.671
gases atmósfera caldera 104	1984.250
gases atmósfera caldera 305	2189.263
Total exergía perdida	15866.494

Si del balance exergético eliminamos el término de exergía destruida, se tendrá un proceso reversible y al despejar el trabajo en equipos consumidores o generadores de trabajo se tendrá el trabajo reversible. En el caso de equipos consumidores de energía, el trabajo reversible es el trabajo mínimo que este equipo necesita para realizar su proceso (compresión o Bombeo), los valores de trabajo mínimo para estos equipos se muestran en la Tabla 14.

$$W_{\min} = \dot{E}x_{ent} - \dot{E}x_{sal}$$



Tabla 14 Trabajo reversible en equipos consumidores de energía

Equipo	W min (kW)
compresor aire	19676.825
compresor combustible	158.123
bomba 01	33.511
bomba 02	250.969

Caso contrario sucede en un equipo productor de energía como lo es una turbina, donde el trabajo reversible es el trabajo máximo que puede realizar dicho equipo, en la Tabla 15 se muestran los valores de trabajo máximo para las turbinas utilizadas en Abocol.

$$-W_{\max} = \dot{E}x_{ent} - \dot{E}x_{sal}$$

Tabla 15. Trabajo reversible en equipos productores de energía.

Equipo	W max (kW)
Turbo gas	32729.070
Turbo vapor	8935.930

Para determinar las eficiencias de cada componente del proceso, fue necesario ver la naturaleza del equipo y cuál es su finalidad; como se desarrollo para los balances de energía y exergía describimos de forma general los valores de eficiencia exergética en los diferentes equipos teniendo en cuenta la ecuación 23 y los balances desarrollados en el ANEXO 4. Se podría evaluar la destrucción de exergía en un equipo con la destrucción que se tienen en todo el sistema, con esto tenemos cual es el aporte de ese equipo destruyendo exergía.

Se desarrollaron los cálculos de las eficiencias energéticas y exergéticas teniendo en cuenta la ecuación 29 los cálculos están descritos en el ANEXO 4, los resultados son mostrados en la Tabla 16. Otros parámetros adecuados para evaluar el funcionamiento de ciertos componentes es el radio de destrucción de exergía ecuación 30.



Tabla 16. Eficiencias: energética, exergetica y radio de destrucción de exergía en cada equipo del proceso

<i>Equipo</i>	EFICIENCIA ENERGETICA	EFICIENCIA EXERGETICA	RADIO DE DESTRUCCION
Turbogas	(por uno)	(por uno)	(por uno)
compresor aire	0.801	0.990	0.004
turbina gas	0.901	0.995	0.003
Combustor	0.979	0.965	0.034
compresor combustible	0.810	0.77	0.069
HRSG			
Supercalentador 2	0.803	0.790	0.011
Supercalentador 1	0.866	0.862	0.021
evaporador	0.954	0.945	0.034
economizador	0.910	0.904	0.016
HRSG	0.925	0.917	0.082
caldera 103			
combustión	0.878	0.853	0.142
Intercambio	0.956	0.859	0.049
calentador aire 103	0.916	0.887	0.007
caldera 103	0.616	0.539	0.202
caldera 104			
combustión	0.900	0.880	0.119
Intercambio	0.925	0.896	0.069
calentador aire 104	0.928	0.903	0.005
caldera 104	0.631	0.596	0.194
caldera 305			
combustión	0.898	0.878	0.121
Intercambio	0.938	0.901	0.064
calentador aire 305	0.400	0.398	0.398
caldera 305	0.628	0.591	0.271
TURBOVAPOR			
turbina vapor	0.935	0.976	0.023
Condensador			
Condensador	0.959	0.948	0.040
Calentador E-305	0.259	0.237	0.050
Bombas			
bomba 01	0.881	0.989	0.011
bomba 02	0.879	0.984	0.016



La Tabla 17 presenta la eficiencia energética y exergética de los ciclos Joule-Brayton y Rankine, se tuvo en cuenta el trabajo promedio producido de cada uno de los ciclos y la cantidad de combustible suministrado.

Tabla 17. Eficiencia Energética y exergética en cada ciclo (Joule-Brayton y Rankine)

Ciclo	<i>condiciones promedio</i>	
	EFICIENCIA ENERGETICA (%)	EFICIENCIA EXERGETICA (%)
Joule-Brayton	31.6	32.4
Rankine	10.9	11.3



9. ANALISIS Y DISCUSIÓN

En esta sección se interpretan los datos de eficiencias encontrados durante el proceso, la finalidad es determinar los focos de ineficiencia su posible causa y una posible solución.

9.1 DISTRIBUCIÓN ENERGÉTICA DE LA PLANTA EN GENERAL

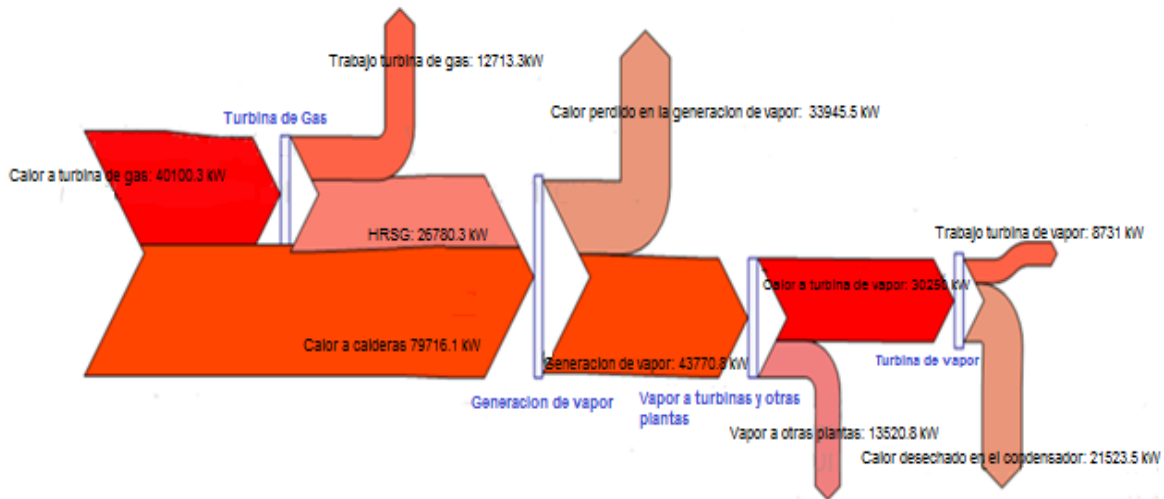


Figura 20 Diagrama Sankey P. Servicios industriales ABOCOL

Para dar una visión gráfica de los flujos de energía a través del sistema se realizó el diagrama Sankey (figura 20), se puede observar que la entrada de combustible en la turbina de gas y las calderas de generación de vapor equivalen al 100% de la energía que entra al sistema, en la turbina de gas se aprovechan en promedio 12713 kW para la generación de energía eléctrica, lo demás es aprovechado en la HRSG para generación de vapor. A la turbina de vapor llegan 30250 kW disponibles para realizar trabajo mecánico de los cuales solamente 8731 kW son utilizados para generación de energía eléctrica, gran parte de la energía que ingresa a la turbovapor es desechada por medio del condensador.

9.2 RADIO DE DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA TOTAL



En esta sección presentaremos el porcentaje de exergía destruida de cada uno de los equipos sobre la exergía total destruida en el sistema, calculado con los datos promedios de operación, lo cual permite tener una idea de cuál es el porcentaje de destrucción de exergía y conocer cuáles son los equipos que más impacto tienen en la generación de entropía:

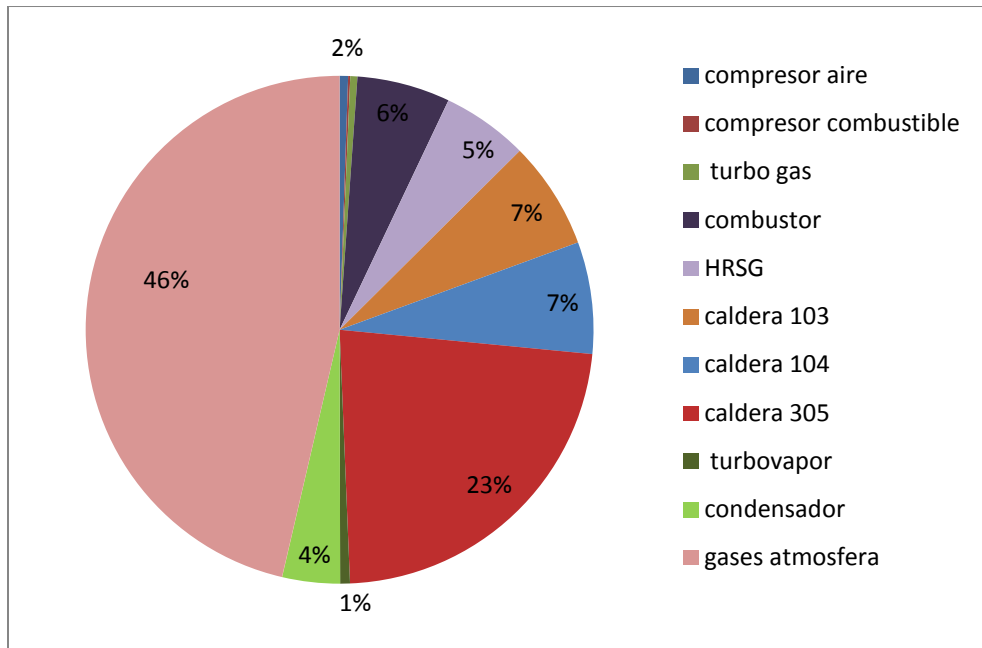


Figura 21. Porcentaje de exergía no utilizada en la planta

Es necesario enfatizar en el hecho de que el porcentaje para los gases a la atmósfera (Figura 21), no es exergía destruida (irreversibilidades), sino exergía que sale del proceso y se trataría como exergía perdida. Se observa, que el 46% de toda la exergía no útil, corresponde a los gases a la atmósfera, siendo en estos donde mayor cantidad de exergía se pierde, a pesar de que en la planta existen equipos recuperadores de calor como lo son la HRSG y los calentadores de aire, por ello es aquí donde hay mayores oportunidades de aprovechamiento exergético [54].

La figura 21 identifica a las calderas como los equipos que presentan el mayor porcentaje de exergía destruida, debido a la degradación exergética que



acompaña a la reacción de combustión [54, 55], prueba de ello es la caldera 305 que es el equipo en el que más se presentan irreversibilidades con un 23% de toda la exergía destruida; mostrando la misma tendencia se encuentran el combustor del grupo turbogas con 6%, la caldera 103 y 104 ambas con un 7%.

Se aprecia que la caldera de recuperación (HRSG), presenta un porcentaje de exergía destruida significativo, aproximadamente del 5%, donde la exergía destruida por transferencia de calor (Ecuación 13) es la que representa la mayor contribución en este equipo.

La turbina de gas, compresor de aire y de combustible presentan valores bajos en cuanto a aporte de destrucción de exergía, en conjunto suman solo el 2 % de la exergía destruida en todo el sistema. A la turbina de vapor, le corresponde el 1%, lo cual es bajo y es favorable, ya que para estos equipos (turbinas, compresores) tener bajas magnitudes de destrucción de exergía implica menos pérdidas exergéticas en forma de calor (buen aislamiento) y mayor aprovechamiento en forma de trabajo [56].

El radio de destrucción de exergía para bombas es casi nulo, en comparación a cualquier otro equipo dentro del sistema, por lo cual no tiene relevancia en nuestro estudio.

El condensador con un 4 %, no presenta gran influencia en la generación de entropía a pesar de ser un equipo que se encarga de bajar la calidad de la exergía del fluido de trabajo.

9.3 ZONAS DE CICLO COMBINADO

En esta sección se realizara el análisis de los resultados por zonas, todo esto con el fin de facilitar la mayor comprensión y estudio de los mismos. las zonas se dividen de esta manera: zona de turbogas, zona de HRSG, zona de calderas y



zona de turbovapor. Los valores de eficiencia energética y exergética pueden ser constatados en la tabla 16.

9.3.1 Zona Turbogas

Se analizaran los equipos de la zona de turbogas y como varía la eficiencia del ciclo Joule-Brayton a las diferentes condiciones de operación ofrecidas por la empresa de esta zona.

La figura 22 presenta la variación de la temperatura a la entrada de la turbina de gas, a lo largo de los 4 días de estudio, que fue calculada conociendo la temperatura de salida de la turbina de gas, la potencia eléctrica generada y el factor de potencia cada 8 horas; se asume que los gases a la salida se expanden a 1 psig y la eficiencia isentropica de la turbina de gas es de 90%; se observa que la temperatura a la entrada de la turbina, tiene un punto máximo de 2046°F, y un punto mínimo a los 1931°F, de esto se deduce que las temperaturas máximas alcanzadas en el combustor del turbogas, pueden llegar hasta los 2046 °F. También se observa que el ΔT de variación de temperatura a la entrada de turbo gas se encuentra en $\pm 31^\circ F$ cada 8 horas.

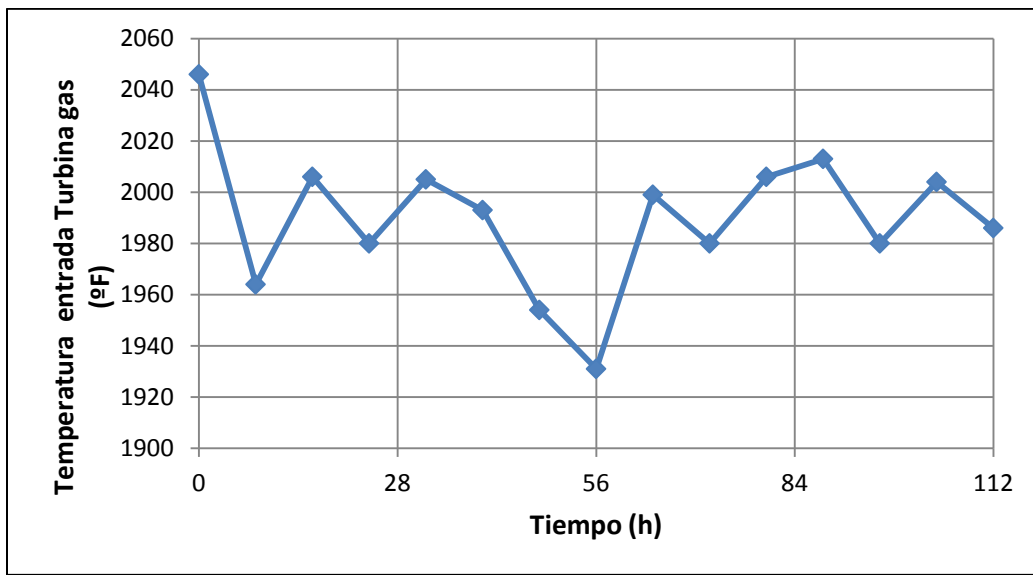


Figura 22. Variación de la temperatura de entrada a la turbina de gas durante 4 días



La temperatura a la entrada de la turbina de gas juega un papel muy importante en la producción de energía por medio de el ciclo Joule-Brayton, la figura 23 grafica la influencia de la temperatura de entrada a la turbina de gas, a diferentes eficiencias isentropicas de la turbina e igual presión a la entrada, sobre la eficiencia exergética del ciclo Joule-Brayton, al aumentar la temperatura de entrada se obtendrá una mayor eficiencia exergética para el ciclo Joule-Brayton[55, 57] Para conocer los valores exactos con los que se realizo ver ANEXO 14

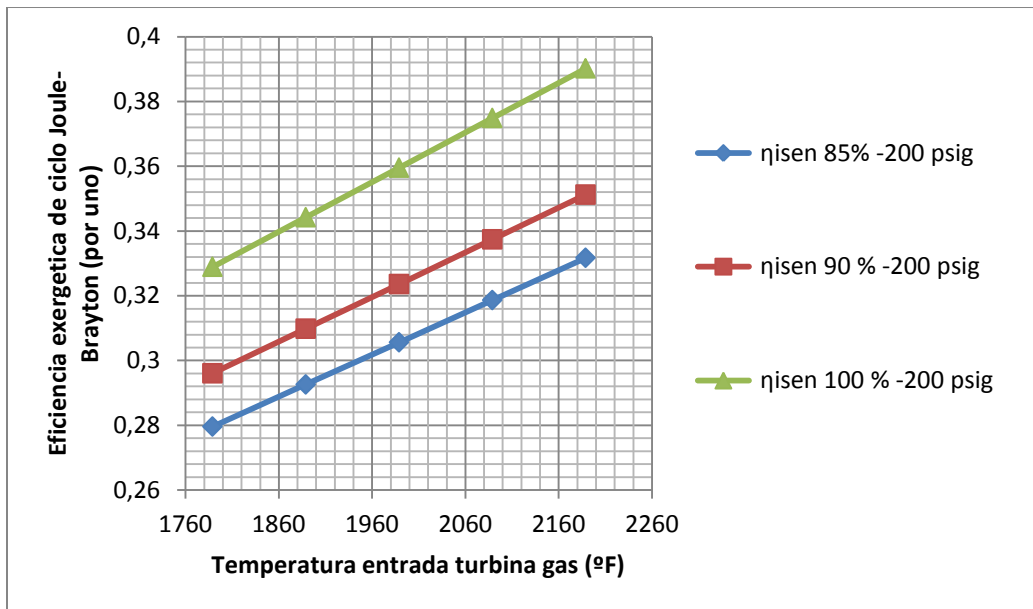


Figura 23. Variación de Temperatura entrada turbina gas (°F) vs Eficiencia exergética Joule- Brayton (por uno)

El manejo inadecuado de la turbina impactaría de manera negativa en la eficiencia isentropica de la misma, y a su vez esto reduciría la eficiencia del ciclo Joule-Brayton. Tsatsaronis [58] realizó un análisis sensitivo, en donde mostro la influencia e importancia de la eficiencia isentropica de algunos equipos en el aumento de la eficiencia exergética del ciclo Joule-Brayton, mostrando una tendencia (lineal), similar a la presentada en este trabajo. (Figura 24). Para conocer los valores exactos con los que se realizo ver ANEXO 13

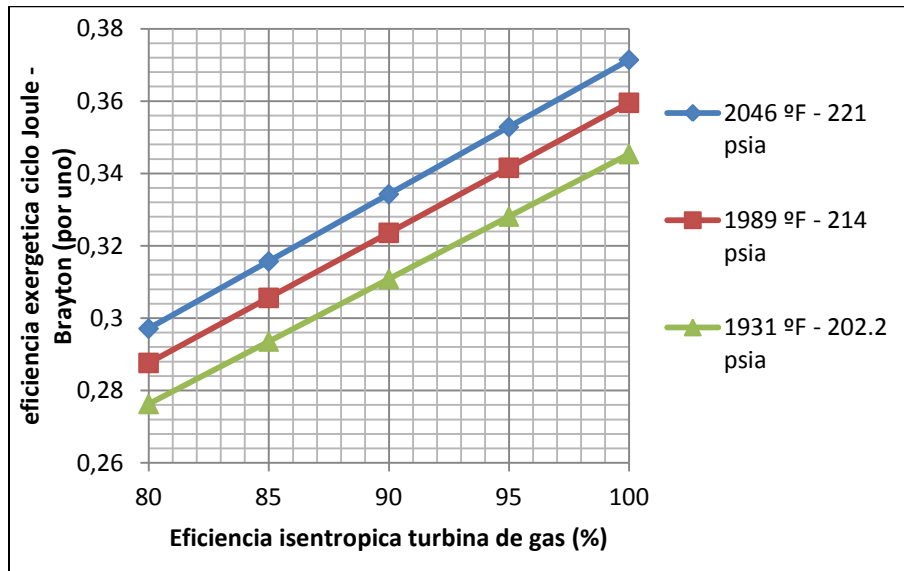


Figura 24. Eficiencia isentropica turbina gas (%) vs Eficiencia exergetica ciclo Joule-Brayton (por uno)

Una información importante obtenida del análisis de las figuras 23 y 24 es que para una misma temperatura de entrada, a mayores eficiencias isentropicas de la turbina de gas, se tendrán eficiencias exergeticas del ciclo Joule-Brayton más altas, eso quiere decir que al tener eficiencias isentropicas altas en la turbina de gas se garantizaría tener mayor aprovechamiento exergetico a temperaturas más bajas.

Otra variable a la que se le realizo un seguimiento fue a la presión de entrada en la turbina de gas, el máximo valor de presión alcanzado en este punto es de 216 psig y el mínimo es de 178.3 psig (Figura 25); la presión a la entrada de la turbina de gas brinda una idea de la relación de compresión con la cual trabaja el compresor, asumiendo que la caída de presión dentro del combustor sea pequeña, que la entrada de aire al compresor este a presión atmosférica y que la presión máxima y mínima alcanzada a la entrada este a 216 psig y 178.3 respectivamente, la relación de compresión para el compresor puede estar aproximadamente entre $r_{max} = 15.5$ y $r_{min} = 13.04$, valores que hay que tener en cuenta, pues si la relación de presión disminuye a magnitudes bajas la eficiencia



del ciclo y los trabajos de la turbina y el compresor serán menores, y por el otro lado a relaciones de compresión es elevada, la diferencia entre el trabajo de la turbina y el compresor decrecerá[57].

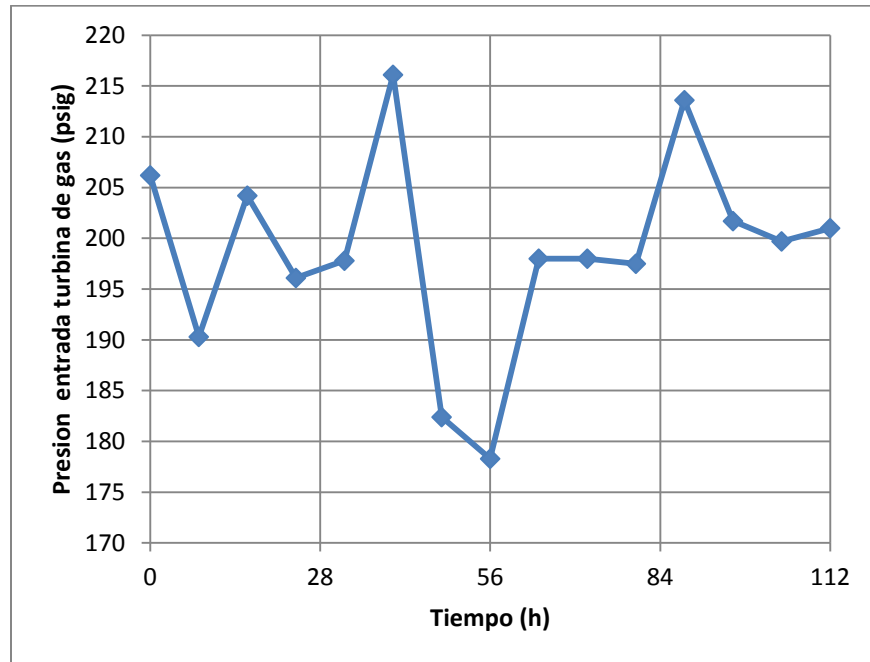


Figura 25. Variación de la presión de entrada a la turbina de gas durante 4 días

Es importante analizar cuál es la eficiencia que promedian los equipos dentro de la turbina de gas. A continuación se presentan (Figura 26) las eficiencias energética, exergetica y del radio de destrucción de exergetica (γ'').

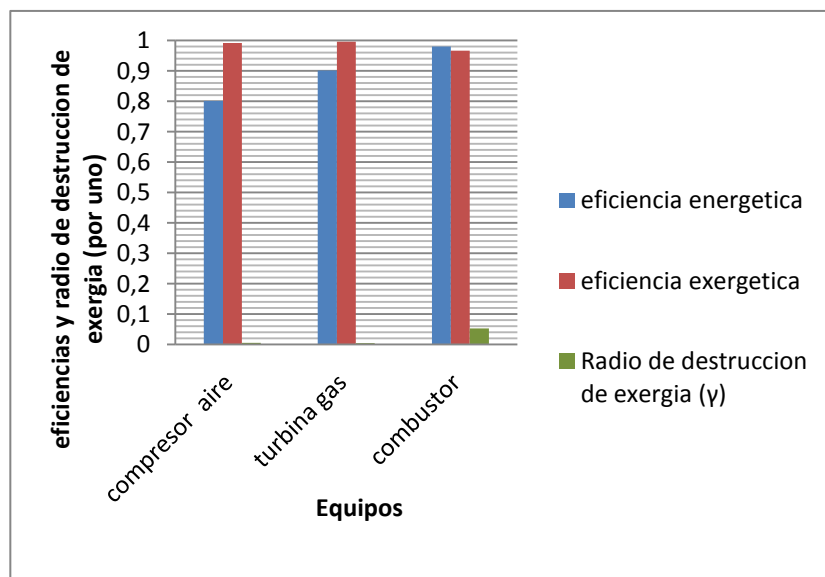




Figura 26. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) y radio de destrucción de exergía (por uno), Zona turbogas

Se observa (Figura 26) que las eficiencias exergéticas para el compresor de aire 99 % y la turbogas 99.5 %, son mayores a las eficiencias energéticas que son 80% para el compresor de aire y 90% para la turbina de gas, esto se debe a que el compresor y las turbinas son diseñados para trabajar de manera reversible, para que el ciclo Joule-Brayton se pueda acercar lo máximo a sus toques superiores posibles, además de esto también se demuestra que la generación de entropía en este tipo de equipos, generadores y consumidores de trabajo puro, es baja.

Para el combustor se aprecia (Figura 26) que la eficiencia exergética es de 96.55%, y la energética de 97.9%, esto apoya la teoría de que en los procesos de combustión la irreversibilidad es inherente a los mismos, este aspecto va ligado a la temperatura de llama adiabática que es la máxima temperatura posible en la combustión, entre más cercana este la temperatura de combustión a la temperatura de llama adiabática menos exergía será destruida por calor [56, 59].

La figura 27 muestra el porcentaje de energía (factor de carnot) que puede utilizarse al quemar el combustible [59], notamos que al ir aumentando la temperatura de los gases de combustión, mayor será la disponibilidad de exergía en los gases de combustión y menor la cantidad de exergía destruida, para este caso en particular, se observa en el diagrama, que la eficiencia del combustor está entre 95-96%.

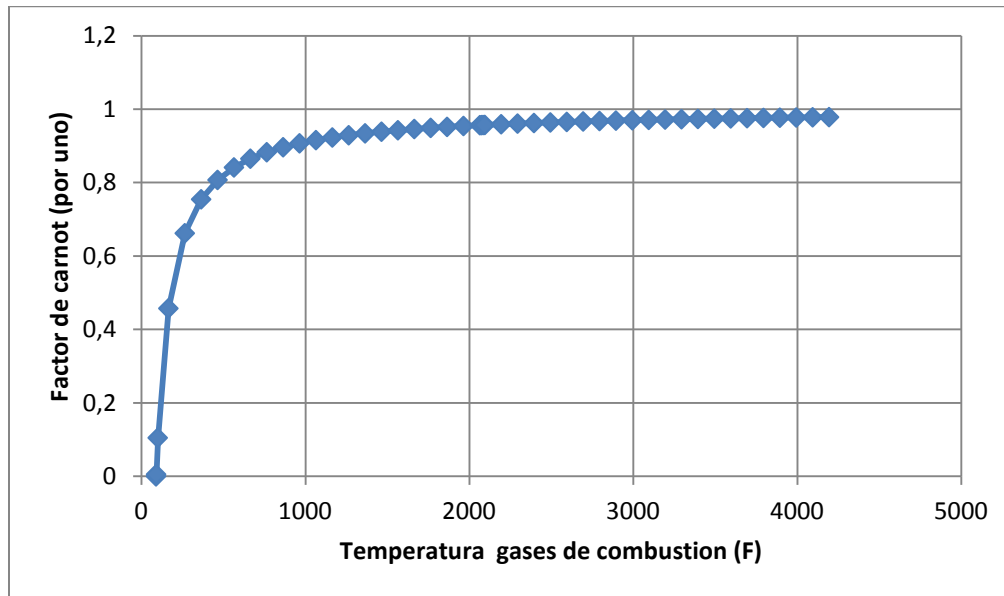


Figura 27. Factor de Carnot (por uno) vs Temperatura de gases de combustión

Como se vio la temperatura de entrada a la turbina, es un parámetro importante para mejorar la eficiencia, un factor limitante de consideración son los materiales de los cuales están hechas las turbinas, por ello se recomienda mejorar los sistemas de refrigeración de los alabes, encontrar aleaciones más resistentes a las altas temperaturas o por lo menos en las partes que estén más tiempo en contacto con los gases calientes [56], todo esto teniendo como premisa el beneficio económico para la empresa.

Como se observa en la tabla 18, los resultados de este trabajo muestran eficiencias exergéticas para los compresores y turbinas superiores al 90 %, hay que destacar que las eficiencias exergéticas dan elevadas, por las asunciones hechas para hallar las condiciones de la descarga de aire, caída de presión nula en el combustor y que al compresor entra el 61% del trabajo, en la realidad el porcentaje de trabajo de la turbina al compresor es variante, afectando la relación de presión, que juega un papel importante en la eficiencia de estos dos componentes.



Tabla 18. Comparación de eficiencia de compresor y turbina de gas

Referencias	Compresor aire	Turbina gas
	Eficiencia exergética (%)	Eficiencia exergética (%)
Calculado	99	99.52
Regueral [30]	93.99	93.47
Ebadi [55]	91.11	96.2
Datta [60]	91.51	96.4
Coskun [61]	-	98.6
Bhattacharya [62]	93.21	97.21
Ahmadi [63]	91.89	95.81

9.3.2 Zona HRSG

La figura 28 muestra la variación de las eficiencias energéticas, exergéticas y el radio de destrucción de exergía (γ), dentro de la caldera de recuperación (HSRG), teniendo en cuenta cada uno de los equipos dentro de la misma y los datos promedios de operación.

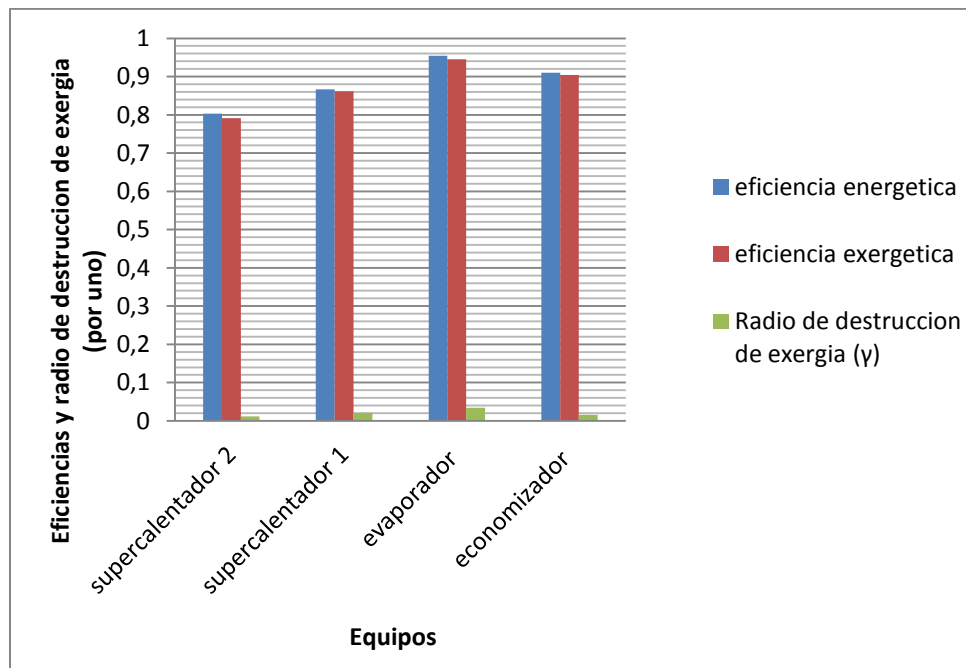


Figura 28. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) y radio de destrucción de exergía (por uno) HRSG



Se aprecia (Figura 28) que el radio de destrucción de exergía en cada componente de este equipo es muy bajo, esto seguramente se presenta por que la diferencia entre las temperaturas de los gases y del agua (diferencias tienden a ser infinitesimales), es muy cercana, lo que aproxima más al proceso de intercambio de calor en la HRSG, a el concepto de reversibilidad [64].

En la figura 28 se observa que el evaporador es el componente de la HRSG, que presenta las eficiencias exergéticas y energéticas de 94.5% y 95.4% respectivamente, esto se debe a que es el punto en donde se encuentra la diferencia mínima de temperatura dentro de la HRSG, este punto se encuentra a la salida del gas del evaporador este va a 500°F y el agua que entra al evaporador va a 479°F la diferencia de temperaturas es 21°F. El supercalentador 2 presenta la eficiencia exergética más baja pero aceptable, que no impide en gran medida el funcionamiento del equipo.

La figura 29 muestra la exergía destruida en la HRSG, de esta figura se observa que los gases que salen a la atmósfera representa un alto aporte en cuanto a pérdida de exergía se refiere.

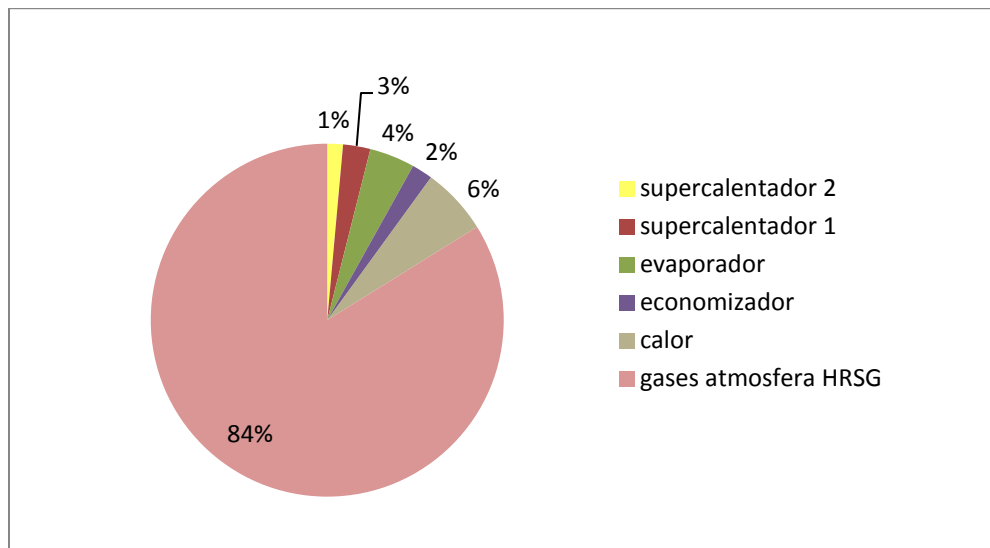


Figura 29. Porcentaje de exergía no utilizada HRSG

En la caldera de recuperación HRSG, un aumento de los niveles de presión, incide directamente en la disminución de las diferencias de temperatura, potenciando la



recuperación de energía, acercando más el proceso a la reversibilidad, algunos estudios muestran que al aumentar los niveles de presión en la caldera HRSG se disminuyen las pérdidas de destrucción de exergía y afectando de manera apreciable a la eficiencia del ciclo [65]. Tajik Mansouri [66] en su trabajo modela y compara una HRSG a diferentes niveles de presión mostrando que bajo las mismas condiciones de entrada, la exergía destruida para una caldera de recuperación con 3 niveles de presión sin recalentamiento era menor que una de dos niveles de presión sin recalentamiento, incrementando en 1% la eficiencia exergética del equipo.

Para los gases que salen a la atmósfera, hay que considerar como un factor limitante la temperatura de rocío del ácido sulfhídrico, para encontrarle aplicaciones de recuperación térmica [64].

En la tabla 19 se encuentra la comparación de la eficiencia exergética de la HRSG de nuestro trabajo con las reportadas en otros trabajos, donde se evidencia la similitud con otros casos estudiados, notamos que la eficiencia exergética es un poco mayor para la [66], esto probablemente se deba a la inclusión de un proceso de recalentamiento en el sistema de 3 niveles de presión.

Tabla 19. Comparación HRSG

Referencias	HRSG
	Eficiencia exergética (%)
Calculado	86.59
Tajik [66]	85.5-87.2
Bhattacharya [62]	80.09
Ahmadi [63]	79.91

9.3.3 Zona calderas

Las figuras 30, 31 y 32 presentan las eficiencias energéticas, exergética y el radio de destrucción de exergía (γ'') de las calderas 103,104 y 305 del proceso real y proceso teórico, para este último se asumió que el intercambio de calor entre



gases de combustión y agua, es adiabático. Para encontrar los valores numéricos exactos ir a el ANEXO 10.

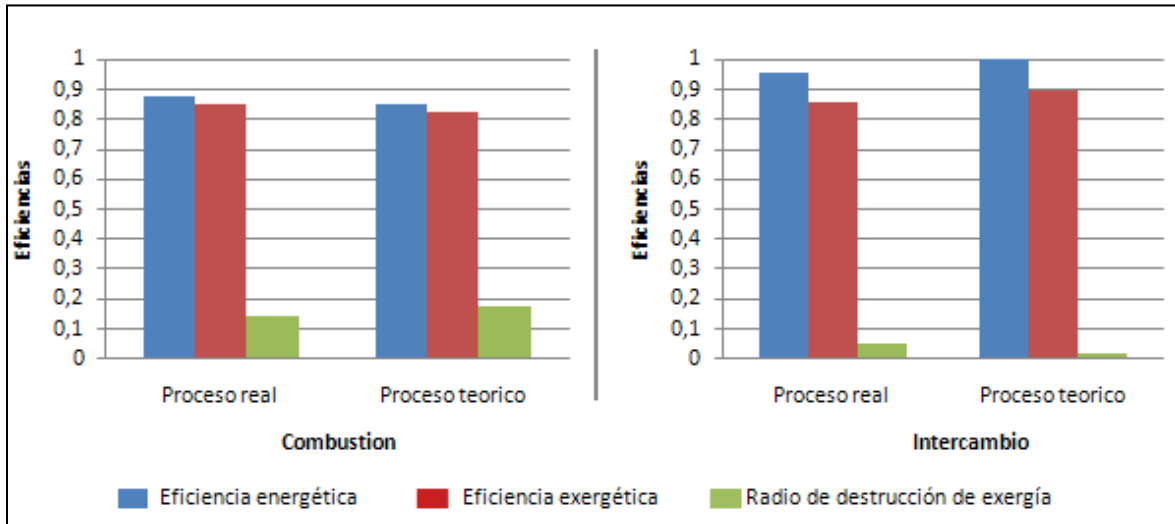


Figura 30. Eficiencia energética (por uno) y exergética (por uno), caldera 103 para el proceso real y el proceso teórico

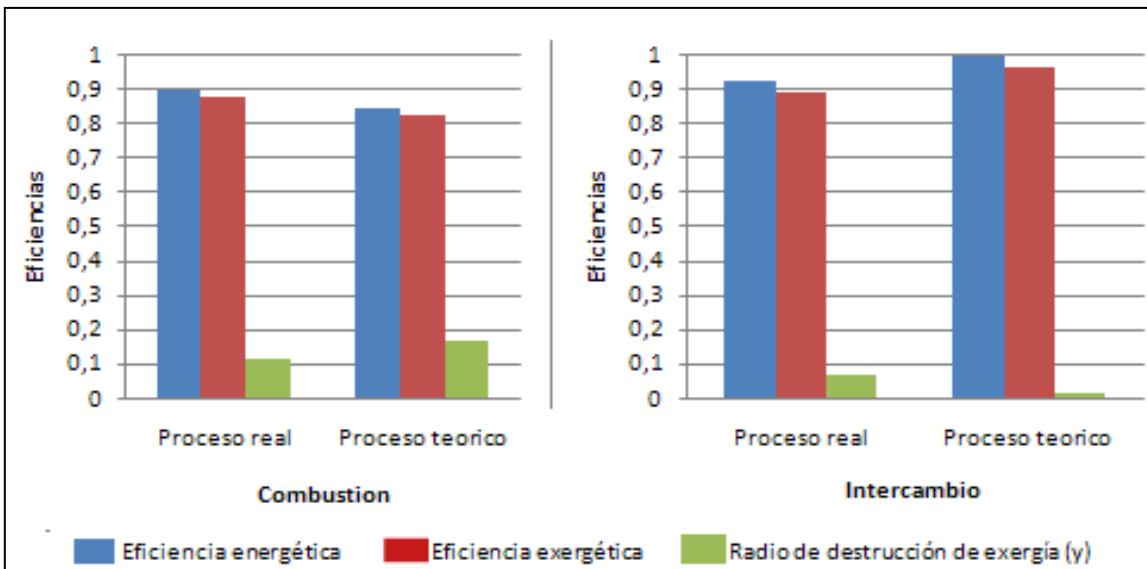


Figura 31. Eficiencia energética (por uno) y exergética (por uno), caldera 104 para el proceso real y el proceso teórico.

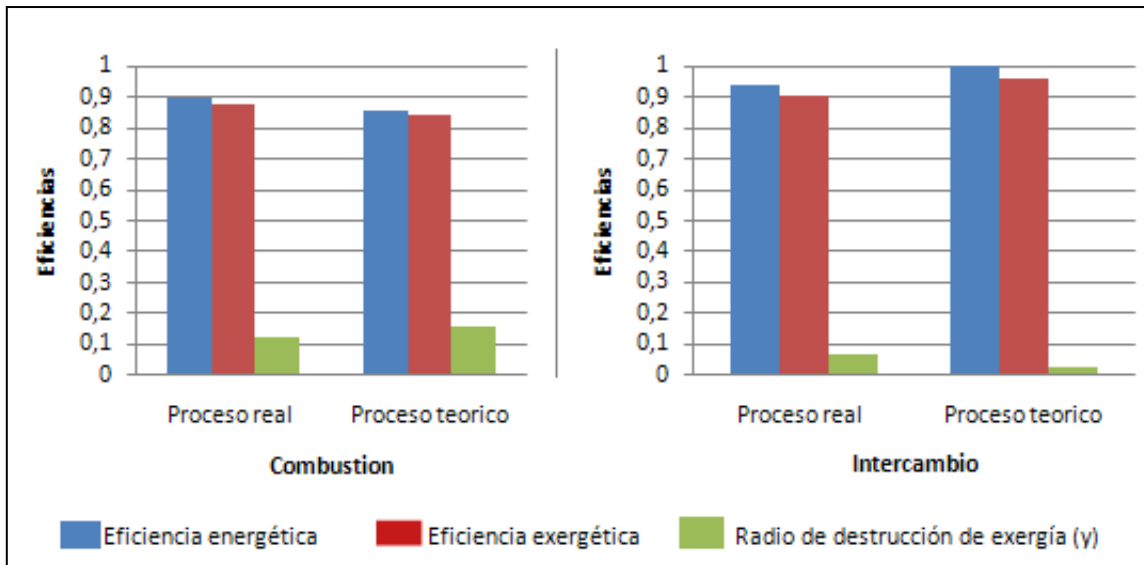


Figura 32. Eficiencia energética (por uno) y exergética (por uno), caldera 305 para el proceso real y el proceso teórico

En los diagramas anteriores y en la tabla 16, se evidencia que las eficiencias energéticas y exergéticas de las calderas 103 y 104 son similares, hay que tener en cuenta que las calderas son del mismo tipo y tamaño, y operan en casi condiciones similares, esto confirma la información suministrada en el diagrama de destrucción de exergía (Figura 21), para los cuales el aporte en cuanto a destrucción de exergía es similar en estas dos calderas.

Se debe resaltar el hecho de que para el proceso real la combustión presenta eficiencias mayores que el teórico (ANEXO 10)

Una información interesante obtenida de la tabla 16 es el hecho de que la eficiencia energética y exergética en el calentador de aire de la caldera 305 es menor al de las calderas 103 y 104, se puede inferir que este hecho lo causa el alto flujo de gases que salen de la caldera, el cual cumple con la función de precalentar el aire, pero la transferencia de calidad energética del recurso (gases), es mucho mayor a la necesitada por el producto (aire).

En las figuras 33,34 y 35 se observan los valores de exergía destruida en los componentes de cada una de las calderas, los resultados reflejan que la alta



contribución de las calderas a la destrucción de exergía es causada, además de la combustión, por las irreversibilidades inherentes al intercambio de calor entre los gases y el agua [56]. Se observa que en el proceso real en la combustión se destruye menos exergía que el teórico, y que la exergía destruida del intercambio aumenta, esto es porque en la realidad si hay perdidas de exergía por calor, contribuyendo al aumento de la entropía; por el contrario para el proceso teórico (adiabático) la exergía destruida en el intercambio disminuye pero no es cero, lo cual implica que aunque, sea un sistema aislado, la generación de entropía siempre existirá, es decir el proceso no es internamente reversible.

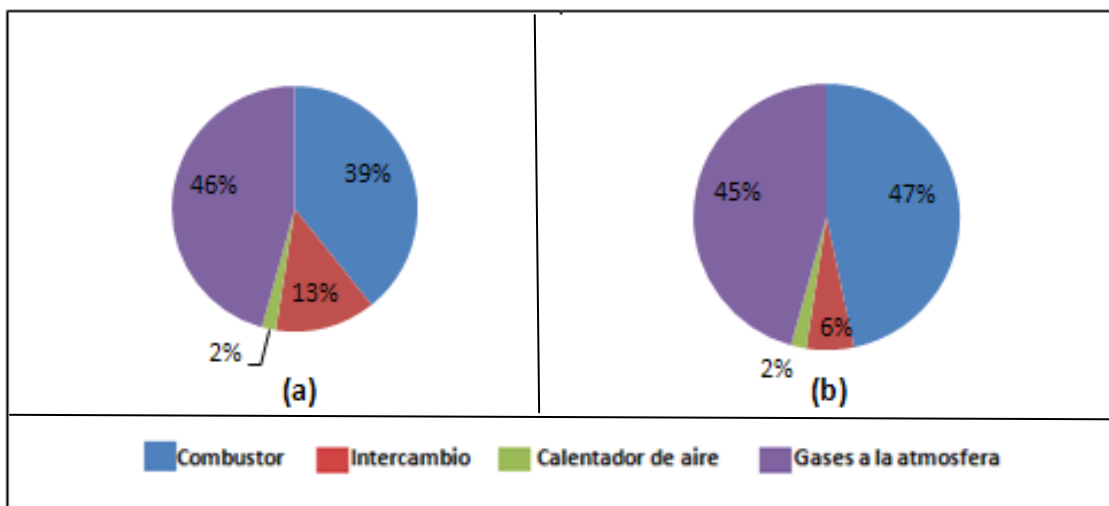


Figura 33. Porcentaje de exergía no utilizada por componente en caldera 103 (a) Proceso real (b) Proceso Teórico.

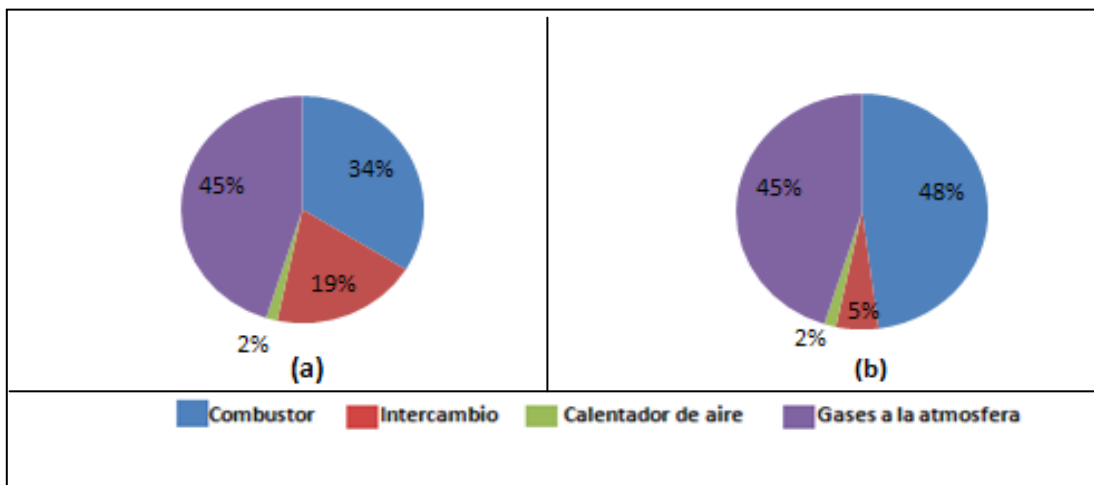


Figura 34. Porcentaje de exergía no utilizada por componente en caldera 104 (a) Proceso real y (b) Proceso Teórico.

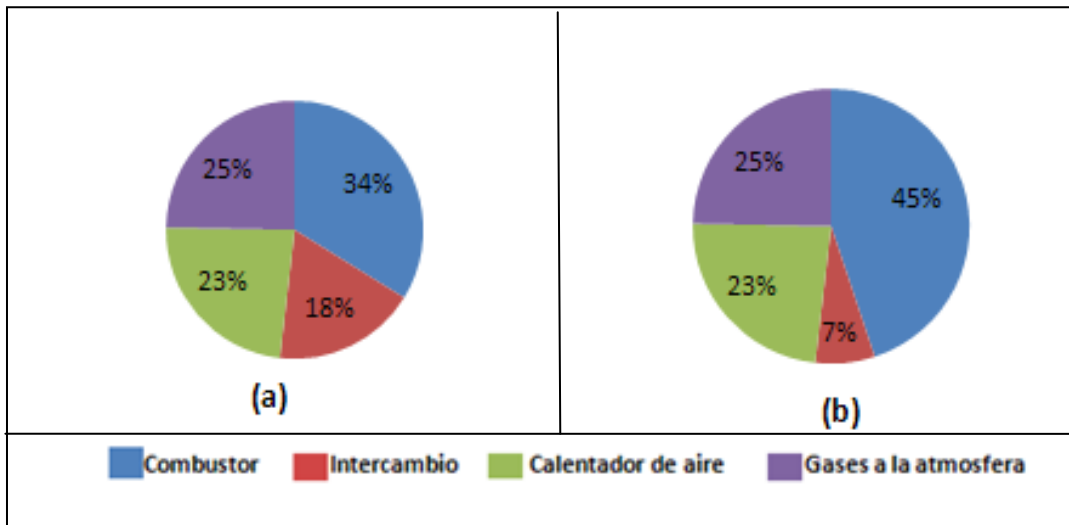


Figura 35. Porcentaje de exergía no utilizada por componente en caldera 305 **(a)** Proceso real y **(b)** Proceso Teórico.

Un exceso de aire innecesariamente alto, aumenta la cantidad de energía sin utilizar, disipada a través del mayor volumen de gases de combustión, por otro lado un exceso de aire insuficiente, llevaría a que la combustión fuera incompleta trayendo consigo problemas de contaminación ambiental (producción de CO , NO_x y SO_x), por lo anterior lo más conveniente sería controlar el exceso de aire que entra a las calderas.

Como se puede comprobar en las Figuras 36, 37 y 38, la cantidad de aire en exceso que ingresa a las calderas, influye directamente en la temperatura de los gases de combustión y en la eficiencia de las mismas, para un flujo constante de combustible; Serrano [67] muestra el comportamiento de la temperatura de los productos (gases de combustión), el cual es similar al realizado en este trabajo. Como se observa en las Figuras 36(b), 37(b), y 38(b) la temperatura máxima se alcanza cuando la combustión es completa y además no presenta exceso de aire, es en este punto es donde se tendrán las eficiencias máximas de las calderas para esa cantidad de combustible.

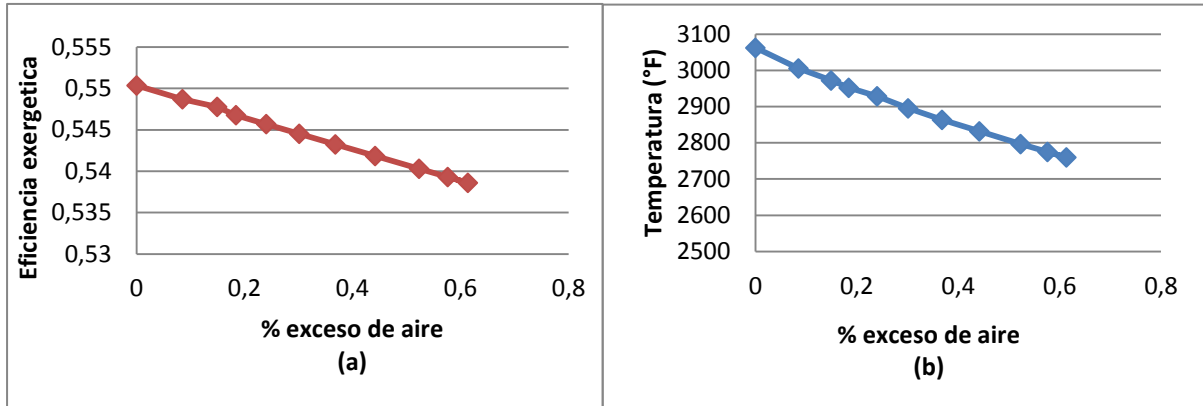


Figura 36. (a) Eficiencia exergética (por uno) caldera 103, y (b) Temperatura gases combustión (°F) vs % exceso de aire

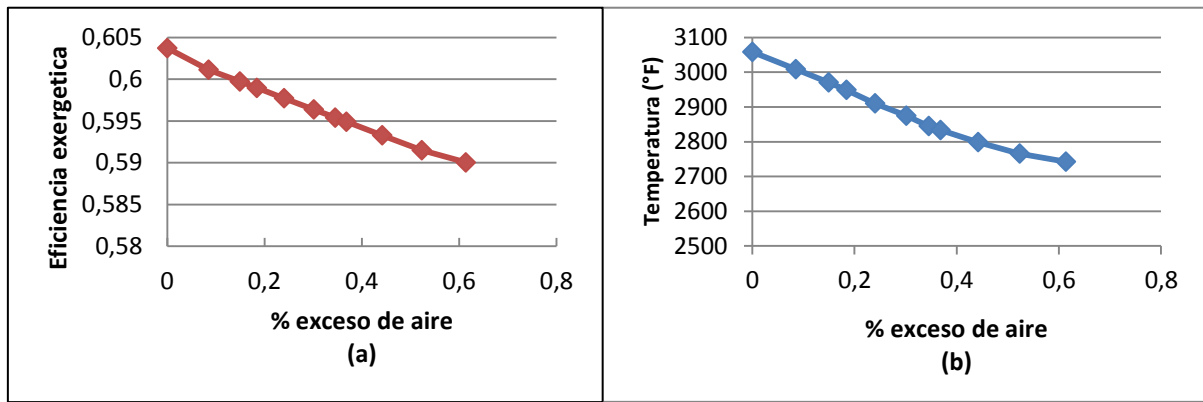


Figura 37. (a) Eficiencia exergética (por uno) caldera 104, y (b) Temperatura gases combustión (°F) vs % exceso de aire

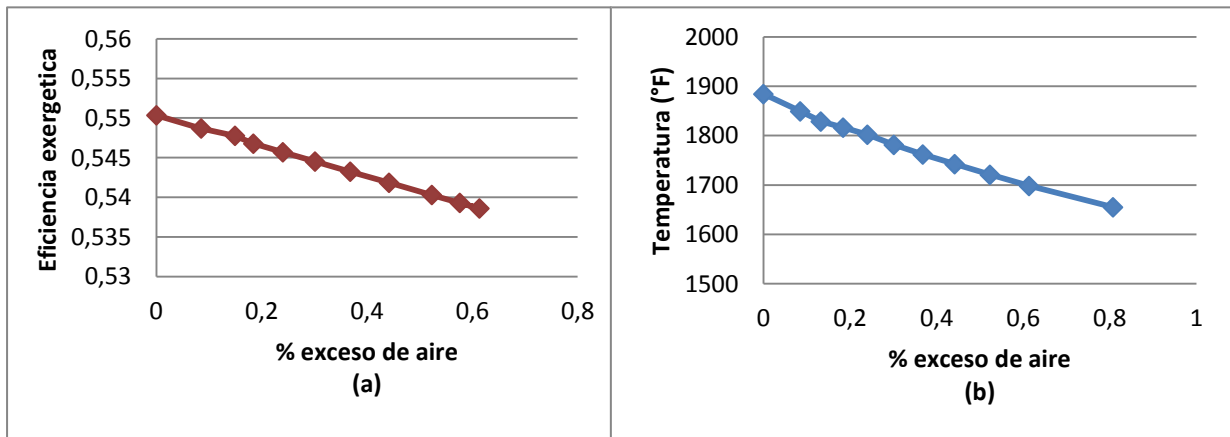


Figura 38. (a) Eficiencia exergética (por uno) caldera 305, y (b) Temperatura gases combustión (°F) vs % exceso de aire



Lo anterior muestra la utilidad de la asunción de un proceso teórico para el intercambio, pues con esta se halló la temperatura mínima necesaria que tienen que tener los gases de combustión para que haya intercambio, es decir es el limitante para el aumento de exceso de aire, al llegar a este punto no habrá intercambio de calor pues los gases estarían a una temperatura inferior a la de la entrada de agua mostradas en la tabla 10.

Una variable que tiene una repercusión apreciable en la eficiencia de las calderas son las purgas de agua, la figura 39 muestra que al aumentar las purgas las eficiencias exergéticas de las calderas se ven mermadas, pues el agua que sale del proceso tiene cierto contenido exergético, reduciéndose la disponibilidad de esta para el proceso. Se recomienda evaluar la periodicidad con que se hacen las purgas y buscar un control eficaz que reduzca las purgas, asegurando beneficio económico para la empresa y manteniendo las condiciones óptimas en las calderas.

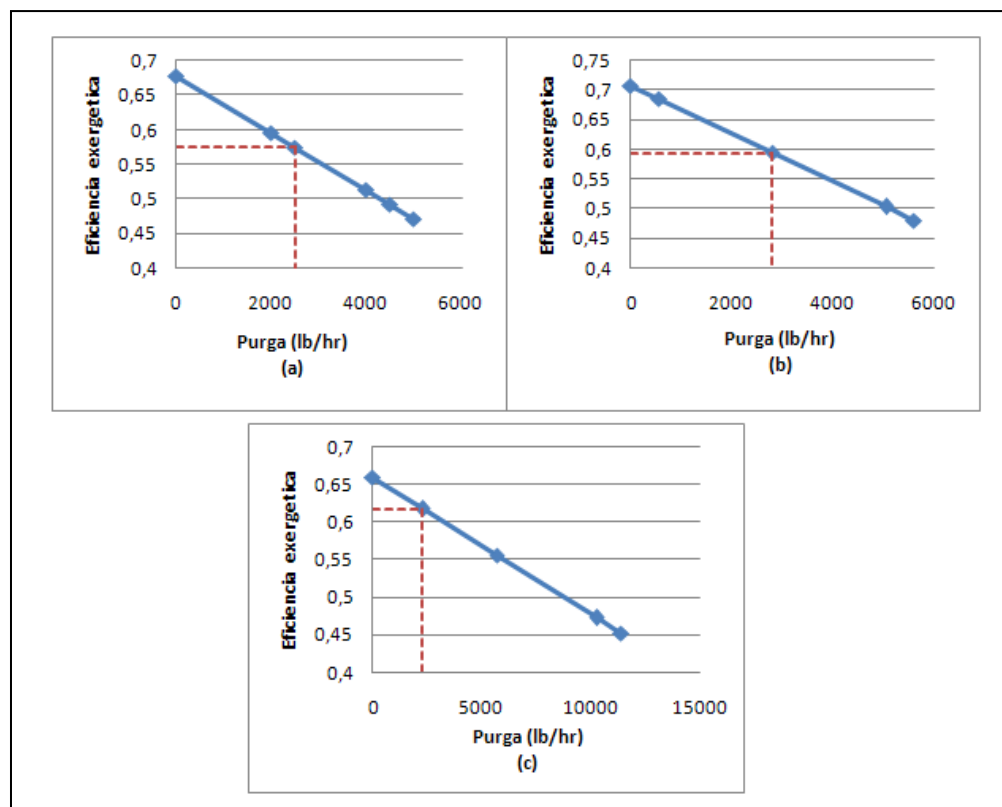




Figura 39. Eficiencia exergética (Por uno) de calderas **(a)** 103, **(b)** 104 y **(c)** 305 vs Purgas

Por otro lado para el intercambio de calor dentro de las calderas se propone una revisión del aislamiento de las mismas (insulación térmica), llevar seguimiento a variables importantes como lo son la presión en la caldera, la presión del vapor, y el factor de ensuciamiento.

La Tabla 20 muestra la comparación de las eficiencias energéticas y exergéticas de las calderas, se observan valores casi iguales en las eficiencias según la primera ley, pero al mirar los datos de eficiencia exergética, se encuentran con diferencias considerables, probablemente esto se deba a la variedad de los combustibles empleado que implica variaciones en la exergía química suministradas a las calderas.

Tabla 20. Comparación eficiencias de calderas

Referencias	EFICIENCIA ENERGETICA (%)	EFICIENCIA EXERGETICA (%)
Caldera 103	70.31	53.93
Caldera 104	73.36	59.68
Caldera 305	72.08	59.70
Andrade M [68]	74	49
Comité nacional [69]	74	-
Salazar, M. [70]	-	52
Aljundi, I. [71]	-	43.8
Huseyin, H. [72]	-	36.45-48.23
Kaushik. S. [57]	-	58



9.3.4 Zona turbovapor.

La figura 40 muestra el comportamiento de la temperatura a la entrada de la turbina de vapor, se observa que las temperaturas oscilan en un rango menor que en la turbina de gas, tienen un punto máximo a 823 °F y el mínimo se encuentra a 791 °F las temperaturas varían en promedio 9.64° F cada 8 horas.

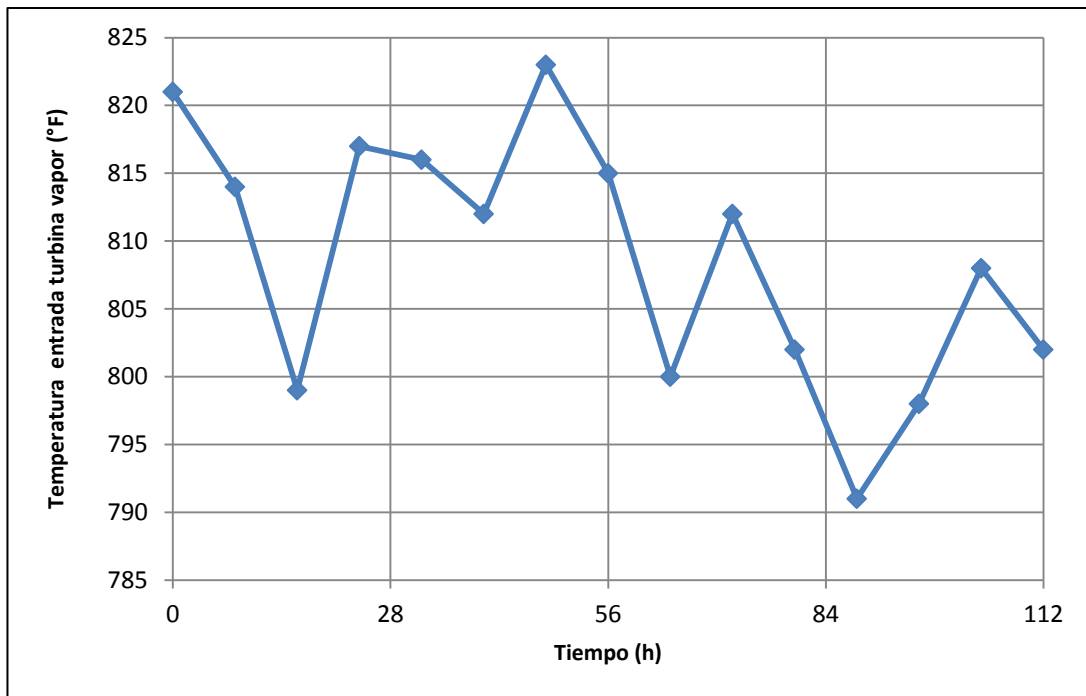


Figura 40. Variación de temperatura a la entrada de la turbina de vapor durante 4 días

La figura 41 muestra las eficiencias energéticas, exergéticas y el radio de destrucción de exergía en el equipo (γ''). La turbina tiene eficiencias aceptables si las comparamos con las de otras turbinas de vapor (Tabla 21). Se aprecia que, aunque el radio de destrucción de exergía de la turbina de vapor es mayor que el de la turbina de gas, este valor sigue siendo bajo, esto es un indicio de que estos equipos tienen tiempos considerables de vida útil.

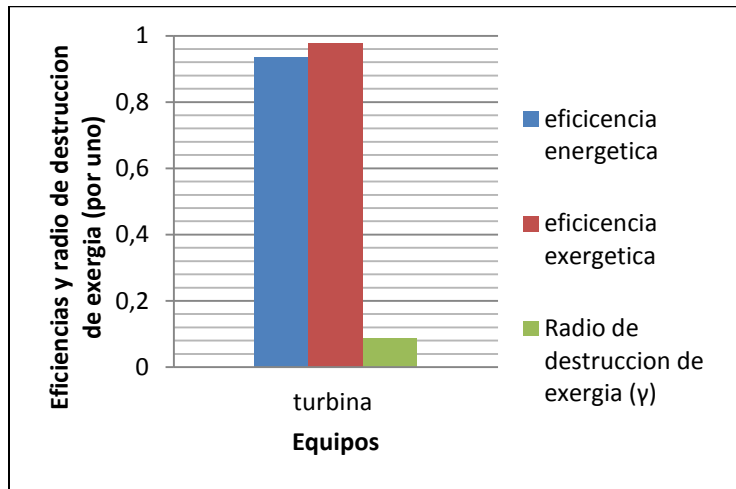


Figura 41. Eficiencia energética (por uno), exergetica (por uno) y radio de destrucción de exergía (por uno) en la Zona Turbovapor

Para el condensador se tiene que es un equipo de alto suministro energético, pero exergeticamente no tiene gran relevancia, es decir energéticamente se encarga de eliminar 31111.11 kW que representarían aproximadamente el 28 % de la energía que entra como combustible, pero exergeticamente la cantidad de exergía eliminada en el agua de refrigerante es prácticamente inútil ya que su temperatura esta cercana a la del ambiente (estado muerto).

Al comparar con otras turbinas de vapor como las mostradas en la tabla 21 observamos que la turbina de vapor presenta una eficiencia mayor a las de otros trabajos esto, probablemente se deba a que las turbinas de las otras plantas poseen más niveles de presión, y manejan cantidades de generación eléctrica considerablemente mayores.

Tabla 21. Comparación de eficiencia para la turbina de vapor

Referencias	Turbina vapor	
	EFICIENCIA ENERGETICA (%)	EFICIENCIA EXERGETICA (%)
Calculado	93.56	97.63
Regueral B. [30]	87.49	96.57
Bhattacharya.[62]	-	94.23
Ahmadi P.[63]	-	90.08



9.3.5 Resumen de eficiencias energéticas y exergéticas de equipos.

En la figura 42 se resumen las eficiencias energética y exergética de los equipos de más relevancia dentro del ciclo combinado, es importante advertir que los cálculos de las eficiencias se hicieron con los valores promedios de los datos.

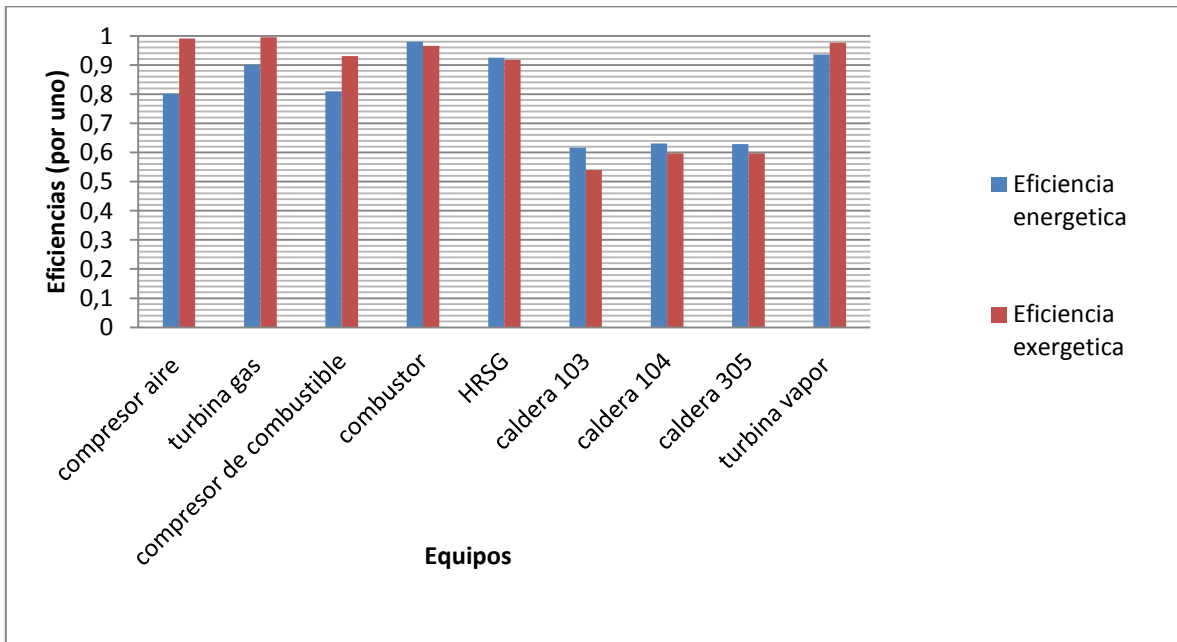


Figura 42. Eficiencia energética (por uno) y exergética (por uno) promedio por equipos.

Se observa que la eficiencias energéticas de las calderas son las más bajas del ciclo combinado, y esto se debe a que las calderas llevan a cabo el proceso de combustión y de intercambio de calor; a pesar de esto las eficiencias se encuentran en valores aceptables en comparación con otros ciclos.

9.3.6 Ciclo Joule-Brayton

La figura 43 presenta el cambio de eficiencia exergética de ciclo Joule-Brayton durante las 112 horas de estudio, esta grafica brinda una información valiosa, ya que muestra bajo qué condiciones de operación se presentan los puntos más altos de eficiencia exergética, también muestra que la eficiencia energética del



ciclo está por debajo de la exergetica. Los valores de esta grafica se encuentra tabulados en el ANEXO 11.

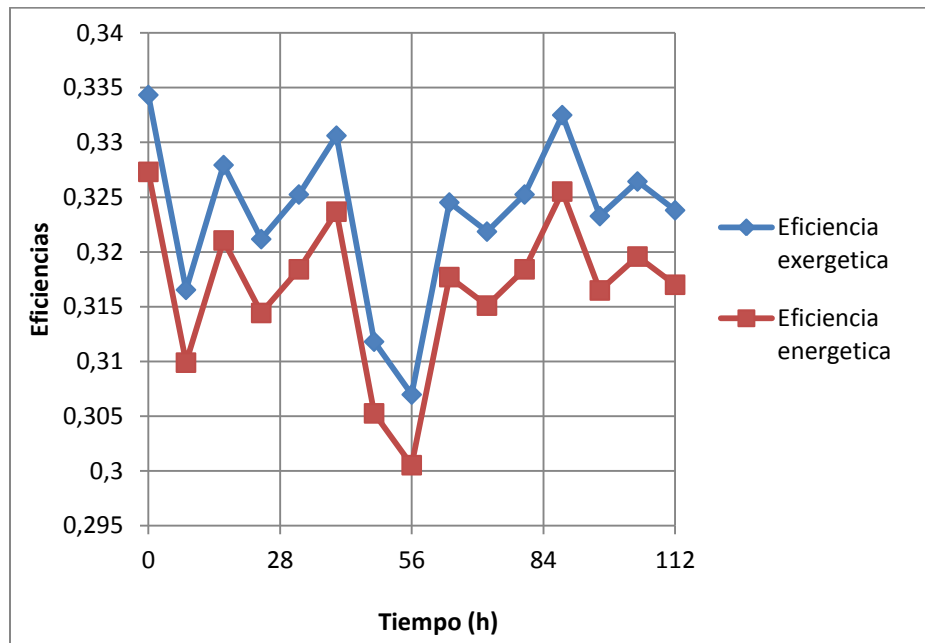


Figura 43. Eficiencia energética (por uno), exergetica (por uno) del ciclo de Joule-Brayton durante 4 días

Para mayor claridad en la figura 44 se plasman las eficiencias energéticas y eficiencias exergeticas en las condiciones máximas, mínima y promedio del ciclo Joule-Brayton.

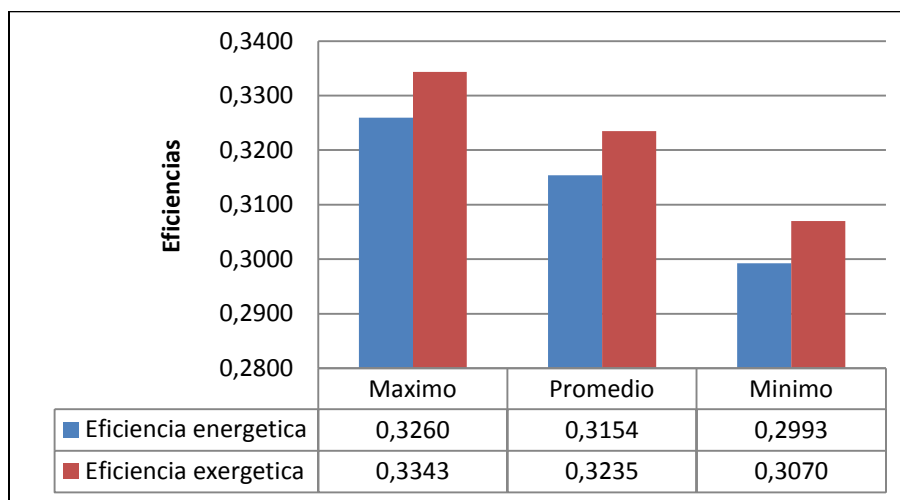




Figura 44. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) del ciclo de Joule-Brayton

El valor más alto de eficiencia exergética es de 32.43%, este coincide con los valores máximos de temperatura y presión a la entrada de la turbina de gas esto ocurre a la hora cero , al igual pasa con el punto en el que la eficiencia exergética es más baja 30.7%(hora 56), la temperatura y presión a la entrada de la turbina son las más bajas en los 4 días de seguimiento, revalidando el hecho de que son variables de gran importancia al momento de optimizar el ciclo de Joule-Brayton. En promedio la planta tiene una eficiencia exergética de 32.35%, mostrando valores normales para este tipo de ciclos, las condiciones en las que se da el aumento de la eficiencia exergética son: factor de potencia del generador 0.97, potencia generada de 12.7 MW, el porcentaje de trabajo de la turbina hacia el compresor del 61% y al generador de 39%, temperatura de entrada a la turbina de 2046°F, temperatura a la salida de la turbina de 962°F, eficiencia isentropica de la turbina de 90% , eficiencia isentropica de compresor del 80%, eficiencia exergética del combustor de 96 %,presión del aire a la entrada de compresor 14.8 psia, aporte energético del combustible de 40100 kw y relación de presión igual o un poco mayor a 15.

En comparación con otros ciclos de gas evidenciados en la Tabla 22, las eficiencias halladas en este trabajo están un poco por debajo de los presentados en otros trabajos, los cuales son de mayor generación eléctrica y poseen mejores configuración del ciclo.

Tabla 22. Comparación eficiencias ciclo Joule-Brayton

Referencias	Joule-Brayton	
	EFICIENCIA ENERGETICA (%)	EFICIENCIA EXERGETICA (%)
Calculado	31.54	32.35
Martinez J. [56]	39.7	41.1
Capella M. [73]	32	-
Ebadi M. [55]	-	39
Franco A. [65]	33.79-38.64	-
Polyzakis A. [74]	33.46-36.89	-



9.3.7 Ciclo Rankine

El ciclo Rankine durante las 112 horas de análisis, presento valores muy bajos de eficiencia exergética su tope máximo apenas fue de 12.20 % y el mínimo de 10.20 % (figura 45), además de esto como se puede ver en la figura 46 presento un comportamiento mucho más inestable que el del ciclo Joule-Brayton. Posiblemente estas diferencias se den, por la gran irreversibilidad que presentan las calderas que suministran calor al ciclo de Rankine, la distancia existente entre las calderas y la turbina de vapor, el mal aislamiento de las tuberías que conectan a los dos equipos, la deficiencia en la insulación térmica en las calderas y que parte de todo el calor absorbido no va dirigido a la generación de energía eléctrica, si no que una parte va hacia otras plantas, esta última posibilidad es la de mayor atención pues paralelamente a este estudio, se detecto una alta fuga de vapor entre la planta de servicios industriales y las demás plantas de más de 15000 lb/h, que reducían en gran proporción el recurso real de la turbina de vapor. Los valores de la figura 45 se encuentran en el ANEXO 12.

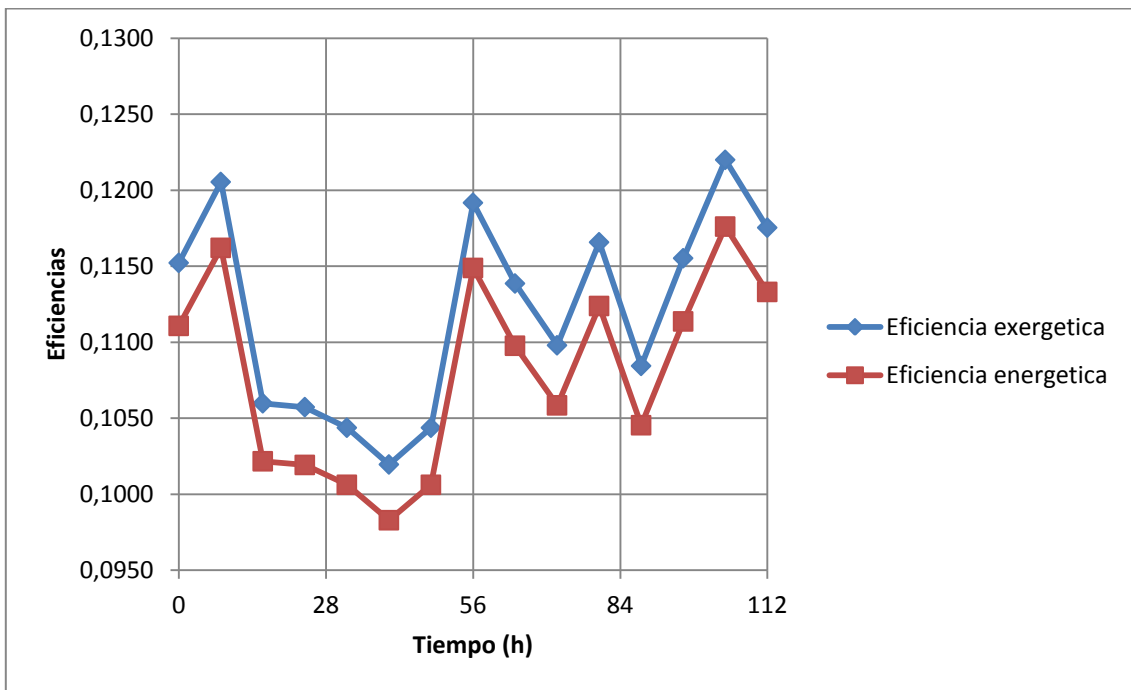


Figura 45. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) del ciclo de Rankine durante 4 días



En la figura 46 se observa los valores de eficiencia energética y exergética de manera más clara y muestra el límite máximo, mínimo y promedio del ciclo de Rankine.

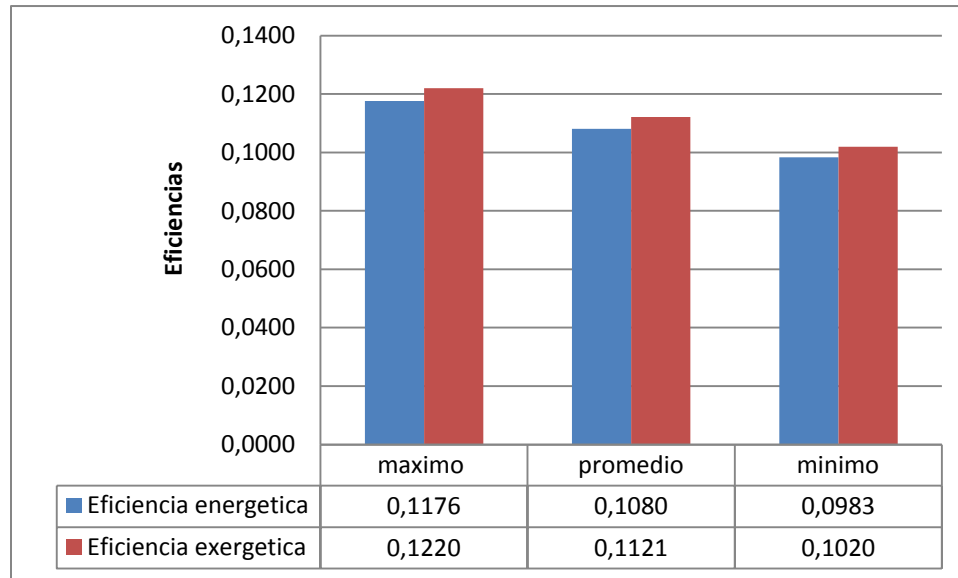


Figura 46. Eficiencia energética (por uno), exergética (por uno) del ciclo de Rankine

Dadas las condiciones poco convencionales para el funcionamiento de este ciclo de Rankine y las razones dadas anteriormente es normal esperar valores muy bajos de eficiencia exergética en comparación a los de otros estudios como lo muestra la tabla 23, las plantas que se analizan en dichos estudios solo poseen una caldera y el vapor no es mezclado con otro proveniente de otro equipo, ni suministrado a otras plantas.

Tabla 23. Comparación de eficiencias ciclo de Rankine

Referencias	Rankine	
	EFICIENCIA ENERGETICA (%)	EFICIENCIA EXERGETICA (%)
Calculado	11.3	11.7
Martinez J. [56]	40	41.6
Li J. [75]	-	31-40
Polizakis A. [74]	34.5-36.93	-



La eficiencia del ciclo combinado como tal se ve mermada por la baja eficiencia del ciclo de vapor, pues como se calculó, la eficiencia promedio del ciclo de gas es mucho más alta y es la principal contribuyente a la generación energía eléctrica, precisamente por este desequilibrio en el aporte eléctrico entre el ciclo de Rankine y el ciclo de Joule-Brayton es que los valores para el ciclo combinado se encuentran por debajo de otras centrales térmicas como las mostradas en la Tabla 24, en esta se observa que las diferencias máxima y mínima para la eficiencia energética fueron de 12.35% con [65] y 0.91% con [73] respectivamente, por otro lado para las eficiencias exergéticas la diferencia más alta fue de 31% con [65] y la más baja fue de 1.78% con [56]. Las mayores diferencias entre las eficiencias encontradas con el trabajo de Franco, A. [65], se deben a que su estudio se basó en un ciclo combinado empleando vapor supercrítico, que es un vapor obtenido sin que haya vaporización, sino que el paso de líquido a gas es directo, lo cual se obtiene en una caldera supercrítica de una sola presión, eliminando las pérdidas por purgas de agua de la caldera, en su trabajo también concluye que el ciclo combinado con vapor supercrítico es mayor que el del mismo ciclo combinado en condiciones subcríticas.

Tabla 24. Comparación del ciclo combinado

Referencias	Ciclo combinado	
	EFICIENCIA ENERGETICA (%)	EFICIENCIA EXERGETICA (%)
Calculado	47.91	50.22
Martinez, J. [56]	52-56	52-58.4
Capella, M.[73]	47	-
Franco, A. [65]	52.21-60.26	67.28-81.62
Polizakis A.[74]	50.37-53.5	-



10. ESTIMACIÓN ECONÓMICA

Con la finalidad de representar en pesos (\$), el impacto que tiene la disminución en la calidad de la energía en el ciclo combinado, realizamos una valoración económica de las pérdidas de exergía.

De acuerdo con Bolah y Wittwer [76] quienes postulan que “los flujos de exergía representan potencias eléctricas equivalentes, de modo que el daño causado por las pérdidas de exergía puede ser calculado directamente a partir del precio de la energía eléctrica”; estos plantean una relación entre el valor de la energía eléctrica y las pérdidas de exergía.

Buscando confirmar el método presentado, se muestra el desarrollo matemático encontrado en la literatura [77].

Costo promedio del FUEL para el k -esimo componente del sistema:

$$c_{Fuel,k} = \frac{\dot{C}_{Fuel,k}}{Ex_{Fuel,k}} \quad \text{Ec. 61}$$

Costo unitario del producto:

$$c_{Pr,k} = \frac{\dot{C}_{Pr,k}}{Ex_{Pr,k}} \quad \text{Ec. 62}$$

Balance de costo para el k -esimo elemento del sistema:

$$c_{Pr,k} \dot{Ex}_{Pr,k} = c_{Fuel,k} \dot{Ex}_{Fuel,k} + \dot{Z} - \dot{C}_{L,k} \quad \text{Ec. 63}$$

El Costo asociado con la destrucción de exergía $\dot{C}_{d,k}$ en un componente o en un proceso es un costo oculto, pero es muy importante, se puede revelar solo a través de un análisis termoeconómico



$$\dot{E}x_{Fuel,k} = \dot{E}x_{Pr,k} + \dot{E}x_{L,k} - \dot{E}x_{d,k} \quad \text{Ec. 64}$$

El efecto de la destrucción de exergía puede ser demostrado por la combinación de las ecuaciones 63 y 64.

Si se elimina $\dot{E}x_{Fuel}$

$$c_{Pr,k} \dot{E}x_{Pr,k} = c_{Fuel,k} \dot{E}x_{Pr,k} + (c_{Fuel,k} \dot{E}x_{Fuel,k} - \dot{C}_{L,k}) + \dot{Z} - c_{Fuel,k} \dot{E}x_{d,k} \quad \text{Ec. 65}$$

Si se elimina $\dot{E}x_{Pr,k}$

$$c_{Pr,k} \dot{E}x_{Fuel,k} = c_{Fuel,k} \dot{E}x_{Fuel,k} + (c_{Pr,k} \dot{E}x_{L,k} - \dot{C}_{L,k}) + \dot{Z}_K - c_{Pr,k} \dot{E}x_{d,k} \quad \text{Ec. 66}$$

Entonces el costo de las pérdidas de exergía $\dot{C}_{d,k}$ para:

$E_P = \text{constante}$ y C_F independiente de la destrucción de exergía

$$\dot{C}_{d,k} = c_{Fuel,k} \dot{E}x_{d,k} \quad \text{Ec. 67}$$

$E_F = \text{constante}$ y C_{pr} independiente de la destrucción de exergía

$$\dot{C}_{d,k} = c_{Pr,k} \dot{E}x_{d,k} \quad \text{Ec. 68}$$

Costo de la exergía perdida de corrientes $c_{Lr,k}$:

$$\dot{C}_{P,k} = c_{Fuel,k} \dot{E}x_{Fuel,k} - c_{Lr,k} - \dot{Z}_k \quad \text{Ec. 69}$$

$$\dot{C}_{Pr,k} \dot{E}x_{Pr,k} = c_{Fuel,k} \dot{E}x_{Fuel,k} - c_{Lr,k} + \dot{Z}_k \quad \text{Ec. 70}$$

Para corrientes descargadas al medio ambiente

$$c_{Lr,k} = 0 \quad \text{Ec. 71}$$



Cuando el propósito del análisis termoeconomico es entender la formación de costos en el proceso y el flujo de costo en el sistema, para evaluar el desempeño de un componente simple, o optimizar variables especificas de diseño en un componente simple, todas las corrientes de exergía perdida podrán ser costeadas como si fueran a ser utilizadas posteriormente a ser utilizadas posteriormente por el sistema. Esto conlleva a calcular las pérdidas monetarias asociadas con la exergía perdida en el K-esimo componente.

$$\dot{C}_{Lr,k} = c_{F.k} \dot{E}x_{L,K} \quad \text{Ec. 72}$$

Se puede decir que la perdida de exergía resulta en la reducción del producto y que el costo promedio de la generación de producto permanentemente constante con la variación de la exergía perdida en el k-esimo componente.

$$\dot{C}_{Lr,k} = c_{Pr.k} \dot{E}x_{L,K} \quad \text{Ec.73}$$

De acuerdo con lo anterior podríamos representan el costo asociado a la destrucción de exergía conociendo la exergía destruida y el costo unitario del producto (ecuación 68);

En el caso de Abocol el precio de su producto, que es la energía eléctrica, es de 207\$/kWh, este fue el valor utilizado por el cual se multiplico las exergía destruida, dando así el costo que tendrían estas en el proceso de Abocol (Tabla 25).

Tabla 25. Valoración económica de exergía destruida

Equipos	$Ex_d(kW)$	Costo (\$/h)
TURBOGAS		
Compresor aire	183.589	38002.937
Compresor combustible	45.877	9496.595
Turbo gas	155.994	32290.808
Combustor	2028.452	419889.727
HRSG		



Supercalentador 2	167.562	34685.512
Supercalentador 1	291.246	60288.019
Evaporador	484.682	100329.250
Economizador	223.174	46197.095
CALDERA 103		
Combustión 103	1696.162	351105.647
Intercambio 103	570.400	118072.876
Calentador aire 103	80.778	16721.224
CALDERA 104		
Combustión 104	1501.963	310906.458
Intercambio 104	866.336	179331.617
Calentador aire 104	67.778	14030.139
CALDERA 305		
Combustión 305	3507.074	725964.466
Intercambio 305	1871.929	387489.369
Calentador aire 305	2431.546	503330.184
TURBOVAPOR	211.420	43763.940
Condensador	1277.344	260063.207
Calentador E-301	221.810	45914.670
Bomba 01	0.84	173.88
Bomba 02	4.080	844.727
Total Ex_d	17888.890	3703000.230

Los gases a la atmosfera también son los mayores focos de exergía perdida, por esto es necesario conocer su aporte a la perdida de dinero en la empresa, de acuerdo con la ecuación 73 se podría relacionar la exergía perdida con el costo del producto (energía eléctrica), en la tabla 26 se presenta el aporte de los gases de a la atmosfera de la HRSG y las calderas que componen el ciclo combinado de Abocol.

Tabla 26. Valoración económica de exergía perdida

Corriente	<i>Ex perdida</i> (kW)	Costo (\$/h)
Gases atmósfera HRSG	9784.315	2025353.399
Gases atmósfera caldera 103	1908.671	395094.914
Gases atmósfera 104	1984.023	410692.933
Gases atmósfera 305	2189.263	453177.494
Total exergía perdida	15866.494	3284364.258

El ciclo combinado de Abocol destruye 17,888.890 (kW) de exergía y pierde 15,866.494 (kW) en los gases a la atmosfera, esto representa 3, 703,000.230



(\$/h), y 3, 284,364.258 (\$/h) respectivamente, siendo los gases a la atmósfera que salen por la HRSG con 9784.315 (kW) los que mayor exergía aporta a la pérdida de exergía, esto traduciéndolo a valores económicos, representa el mayor foco de pérdidas de el ciclo combinado.

Una posible solución al deterioro de la energía útil que sale en los gases de escape de la HRSG podría ser la implementación de un calentador recuperativo;

De acuerdo con la grafica 47, es posible aprovechar flujos de gases residuales, en los cuales todavía hay una posibilidad de ceder energía, con un calentadores recuperativos teniendo en cuenta la cantidad de azufre del combustible utilizado.

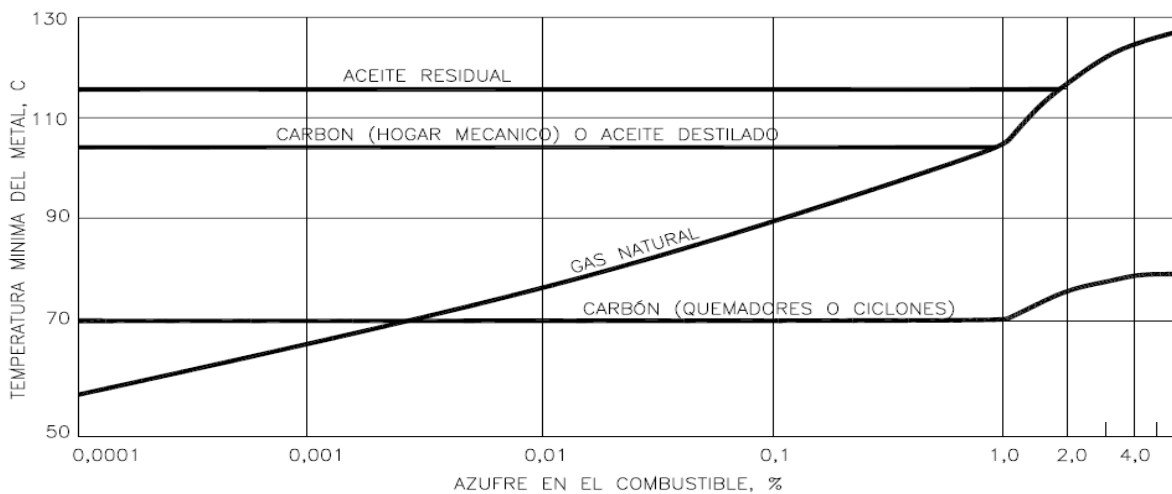


Figura 47. Temperatura mínima del metal en el lado frío de los calentadores de aire tipo recuperativo en función de la cantidad de azufre de los combustibles [78]

En esta grafica se relaciona el porcentaje de azufre contenido en un combustible específico, con el aprovechamiento que se puede tener en un equipo recuperador de calor, conociendo el porcentaje de azufre que posee el combustible ubicado en el eje de las abscisas y identificado el combustible utilizado, se corta el eje de las ordenas, esto permite determinar cuál es el límite mínimo en el cual este equipo puede aprovechar un gradiente de temperatura.



Para una unidad donde como combustible se utiliza gas natural con bajo contenido de azufre, como lo es el utilizado en la planta de servicios industriales de Abocol es posible la implementación de un calentador recuperativo de aire que en su parte exterior pueda estar hasta en 50 °C, porque hasta este límite de temperatura estos gases residuales pueden ser aprovechables en estos equipos.

Para idealizar una posibilidad de aprovechamiento energético, podríamos pensar en una variación de los gases a la atmósfera que salen de la HRSG a altas temperaturas por una chimenea, esta podría ser, 199°C; ya que las unidades que trabajan con gas natural, permiten utilizar equipos que aprovechen gases de salida hasta límites cercanos a 50°C, por ello existe la posibilidad de aprovechar esta corriente.

Se supone la instalación de un calentador recuperativo y la temperatura de salida disminuye hasta los 120°C (248°F), siendo ésta es una reducción considerable en la temperatura de salida de los gases a la atmósfera. Entonces la diferencia de exergias entre las dos corrientes daría la cantidad de exergía que dejo de ser perdida.

- La corriente de gases de combustión saliendo a 199°C lleva una exergía de 9093.581 kW, que dejan de ser cedidos al vapor para producir energía en forma de potencia eléctrica, considerando esto y conociendo el precio del kWh generado en la Planta de servicios industriales. Se estarían escapando a la atmósfera:

Con la corriente a 199 °C

$$\$_{perdidos} = 207 \frac{\$}{kWh} * 9,784.31kW = 2,025,352.17 \frac{\$}{h}$$

Con la corriente a 120°C

$$\$_{perdidos} = 207 \frac{\$}{kWh} * 5,474.44kW = 1,133,209.07 \frac{\$}{h}$$



La ganancia al sistema estaría dada por la diferencia

$$\begin{aligned} \$_{\text{ganados por recuperación de exergía}} &= \left(1,883,283.93 \frac{\$}{h} \right) - \left(1,133,209.07 \frac{\$}{h} \right) \\ \$_{\text{ganados por recuperación de exergía}} &= 892,143.12 \frac{\$}{h} = 21,411,434.41 \frac{\$}{\text{día}} \end{aligned}$$

Después de aprovechar la energía útil de la corriente que salía a 199 °C se dejarían de perder 21, 411,434.41\$/día.

La exergía como definición da un conocimiento general de la energía útil degradada en el sistema y permite realizar aproximaciones que encaminen a un mejoramiento del proceso tanto térmico como económico, cabe destacar que no toda esa exergía está disponible para ser transformada en energía eléctrica o más bien, económicamente no es viable gastar en una inversión que no genere un beneficio considerable.



11. CONCLUSIONES

El análisis exergético realizado a la planta de servicios industriales de ABOCOL, fue de gran importancia debido a que suministro la información necesaria para la identificación de los equipos que presentaron la mayor destrucción exergética, y los que menos potencial de trabajo utilizan, sentado las bases para la realización de mejoras en un futuro; a partir de los resultados obtenidos se concluye lo siguiente:

- Los procesos de combustión siempre estarán ligados a grandes pérdidas de exergía por irreversibilidades, se halló que el combustor y las calderas 305,104 y 103 son los equipos que mayor exergía destruida aportan en todo el ciclo combinado, estos cuatro equipos representan el 43 % de la exergía destruida.
- Las calderas son equipos que destruyen altas cantidades de exergía, debido a la suma de las irreversibilidades de las dos operaciones que realizan, que son la reacción de combustión y el intercambio de calor entre los gases de combustión y el agua, por ello las tres calderas presentaron los tres valores más altos de destrucción de exergía.
- El análisis exergético, ayudo a determinar el valor promedio de las eficiencias en los equipos del ciclo combinado, y proporciono una información útil, al localizar a los equipos de menor eficiencia exergética para tomar decisiones de mejoras con prontitud, las calderas con valores de 53.7%, 59.6% y 59.7% para la 103,104 y 305 respectivamente son los equipos de más baja eficiencia en el ciclo combinado.
- Al mejorar el aislamiento térmico en las calderas (adiabático), las eficiencias exergéticas del intercambio de calor entre el agua y los gases de combustión, van a ser más altas que las del proceso real, debido a que las



pérdidas de exergía por calor son cero para el proceso teórico. Se obtuvieron eficiencia de 89.8%, 96.8% y 95.9% en el intercambio de calor adiabático para las calderas 103, 104 y 305 respectivamente, por otro lado las eficiencias exergéticas para el intercambio real fueron de 85.9% para la 103, 89.6% para la 104 y 90.1% para la 305, con lo cual se obtuvieron rangos aproximados de mejora para el intercambio de calor en las calderas.

- El ciclo Joule- Brayton con una eficiencia promedio de 32.4 %, es mucho más eficiente que el ciclo de Rankine que presenta un 11.3%, aunque la eficiencia de este último se ve condicionada, por un considerable número de variables, como lo son los servicios térmicos prestados a otras plantas, la distancia entre las calderas y la turbina de vapor, el mal aislamiento y las fugas de las tuberías en ciertas zonas.
- Las variaciones en los valores de eficiencia energética y exergetica están ligadas a las diferentes configuraciones del proceso y la potencia generada por el ciclo. Las eficiencias energética y exergética globales del ciclo en este estudio, tuvieron valores de 47.91% y 50.22% respectivamente, las diferencias apreciables de estos valores se presentaron con trabajos cuyos ciclos de estudio poseían potencias generadas mayores al del ciclo combinado de ABOCOL (24 MW), configuraciones de ciclos combinados más complejos, que empleaban equipos como calderas supercríticas con y sin recalentamiento y el uso de calderas de recuperación de calor (HRSG) con 2 y 3 niveles de presión.

Es importante destacar que las conclusiones de este proyecto están sujetas a ciertas limitaciones que se presentaron al momento de iniciar el análisis. Primero, el ciclo combinado empleado en Abocol presenta una configuración simple no convencional que está sujeta a los requerimientos de otras plantas, su generación eléctrica (24 MW) es menor que otras plantas con las cuales se compara en el



análisis de discusión. Además los datos correspondientes a las corrientes de entrada a la turbina de gas y relación de compresión se desconocían, de igual forma para los datos de energía suministradas al compresor de aire, el cual se asumió como el 61% de la energía total generada por la turbina, por último, en el desarrollo del proyecto se identificó una fuga de vapor en la tubería que suministran vapor a otras plantas y a la turbina, la cual influyó en la estimación de la generación electricidad en la turbina de vapor.



12. RECOMENDACIONES

Al desarrollar un análisis exergético se sientan las bases necesarias para la realización de un análisis termoeconomico dada su estrecha relación, con la unión de estos dos tipos de análisis se conseguiría identificar las irreversibilidades originadas en el proceso, permitiendo también darle un valor económico y mostrando el rango de mejor.

La aplicación de esta metodología implica una optimización del proceso, con la cual podríamos conseguir:

- Determinar la estructura más conveniente, consiguiendo la mejor ubicación de los diferentes componentes del proceso
- Optimizar los parámetros de operación de cada componente como : tamaño, variable termodinámica
- La evaluación económica de los costes totales de funcionamiento para obtener la mejor relación coste-efectividad

Otra recomendación para el complemento de este trabajo es, realizar un análisis pinch, esta es una metodología que sirve para identificar el potencial de integración máximo para la recuperación energética en un proceso químico industrial, minimizando la inversión de capital, y donde se indica el modo de aprovechar aquellas corrientes calientes y frías de una planta, para intercambiar calor entre ellas, minimizando así el uso de servicios de calentamiento o enfriamiento.

Las ventajas que presenta esta metodología son:

- Se encuentra sistematizada para el diseño integrado de plantas de proceso.
- Identifica el mínimo consumo de energía necesario.
- Permite considerar diferentes opciones de diseño.
- Considera al mismo tiempo el coste de energía y de capital.
- Se puede aplicar en cualquier tipo de plantas.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. **Sabugal, S. y Gomez, F.** "*Centrales termicas de ciclo combinado teoria y proyecto*". :España, Ediciones Diaz de Santos-307 pag, 2006.
2. **Ruiz, B. y Rodriguez, V.** "*Renewable energy sources in the colombian energy policy analysis and perspective*". :*Energy policy*, pp 3684-3690 Vol. 34, 2006.
3. **Kestin, J.** "*Availability: the concept and associated terminology*". :*Energy*, pp. 679-692. vol 5, 1980.
4. **Tsatsaronis, G. A.** "*Review of exergoeconomics Methodologies*". :Roma, Vol. IV internacional symposium of second law analysis of thermal systems, 1987.
5. **Wepfer, W. J.** "*Application of the second law to the analysis of energy systems*". :Wisconsin, University of Wisconsin, [Ph. D Tesis]. 1979
6. **Liu, Y. y Wepfer W.** "*Second law analysis of processes*". : Gaggioli R.A., ed., Efficiency and Costing ACS Symp series No 235, American Chemical Society Whashington D.C, pp 415-446 1983.
7. **Rant y Zoran.** *Exergie ein neues Wort fur "Technische-Arbeitsfahigkeit" (Exergy a new word for Technical Available Work)*. :Forschung auf dem gebiete des ingenieurwesens, Vols. 22: 36-37. 1956
8. **Gouy, Louis G.** "*Sur L'Energie Utilizable. (On utilizable Energye)*". :Journal of Physique Vol. 8, pp 501-518, 1889.
9. **Stodola, A. y Lowenstein L.** "*Steam and Gas Turbines*". :McGraw Hill, New York, 1910.
10. **Szargut, J.** "*Internacional progress in second law analysis*". : *Energy*, Vol 5, pp 709-718, 1980.
11. **Orellana, A., et al.** "*Analisis exergetico de bienes y equipos*". :Barcelona escuela tecnica superior de ingenierias, 2009.
12. **Bosnjakovic, F.** *Technische Thermodynamik*, : Dresden, T. Steinkopff, 1967.
13. **Kotas, T. J.** "*Exergy method of thermal and chemical plant analysis*" (review paper). : Chem. Eng. Res.,Vol 64, 1986.
14. **Keenan, J.** "*A Steam Chart for Second Law Analysis*". :Mech eng., ASME, vol 54 no.3 pp.195-204 1932.



15. **Benedict, M. y Gyftopoulos, E.** "*Economic selection of the componets of an air separation process*". :Washington D.C. Thermodynamic second law analisys ACS simposium series 122, pp 195-203, 1949.
16. **Evans, R. B.** "*Thermoeconomic isolation and Exergy analisis*". :Energy Vol. 5, pp 805-822, 1980.
17. **Frangopoulos, C.** "*Thermo-economic functional analysis: A method for optimal Design or improvement of Complex Thermal Systems*". :Atlanta, Ph D Thesis Georgia Institut of technology, 1983.
18. **Spakovsky, M.** "*A practical generalized analisis approach to the optimal thermoeconomic design and improvement of real worl termal systems*".: Atlanta Ph D thesis Georgia institud of thecnology, 1986.
19. **Botero, E.** "*Valoracion economica de recursos naturales, minerales, agua y combustibles fosiles*". Tesis Doctoral, Universidad de Zaragoza. 2000.
20. **Hotz, N. y Zimmerman, R.** "*Exergetic analisis and optimization of a solar powered reforme methanol fuel cell micro-powerplant*". :Journal of Power Sources Vol. 195, pp 1676-1687, 2009.
21. **Hepbasli, A.** "*Review on energetic, exergetic and exergoeconomic aspects of geothermal district heating systems (GDSs)*". :Energy Conversion and Management, Vol. 51, pp 2041-2064, 2010.
22. **Sato, N.** "*Chemical energy and Exergy an Introduction to chemical thermodinamic*". London : Ed Elsevier, 2004.
23. **Georgescu-roegen.** "*The Entropy law and the economic process*". London England : Harvard University, 1971.
24. **Faber, et al.** "*Entropy, Enviroment and Resources*". :New York Springer-Verlag, Berlin,Heidelberg, 1987.
25. **Ayres, R. y Nair, I.** "*Thermodynamics and economics*". :Physics Today, 35 pp 62-71, 1984.
26. **Ayres, R. y Miller, S.** "*The role of technical chance*". :Journal of environmental Economics and Management, Vol. 7, pp353-371, 1980.
27. **Ayres, R.** "*Optimal investment policies with exhaustable Resources: An information based model*". :Journal of Environmental Economics and management, Vol 15, pp 439-461, 1988.



28. **Ayres, et al.** "*Exergy, power and work in the Us economy, 1900 to 1998*". :Energy, Vol 28, pp 219-273, 2003.
29. **Ruth, M.** "*Integrating Economics, Ecology and Thermodynamics*". :Ecology, Economy & Environment Academic Publishers, Vol 3, 1993.
30. **Regueral, B.** "*Análisis exergetico y Evaluacion termoeconómica de un ciclo combinado de generación de energía eléctrica*". :Madrid-España, departamento de ingeniería química y combustible Tesis de grado, 2003.
31. **Arroyave, et al.** "*Análisis energetico y exergetico en una torre de destilacion*". :Medellin-Colombia, Energetica, Vol. 32, pp 49-60 2004.
32. **Carrillo, G., et al.** "*Enfoque exergetico para la optimizacion del uso de la energía en la industria*". :Bucaramanga-Colombia : revista Ion, 2007.
33. **Rodriguez Peña, D., et al.** "*Análisis energetico-exergetico de calderas pirotubulares*". :Innovacion tecnologica, Vol 14, 2008.
34. **Agudelo, A., et al.** "*Diagnostico exergetico del proceso de combustion de un motor diesel*". :Medellin-Colombia, Rev. F. ingeniería Universidad de Antioquia N° 45 pp 41-53, Febrero 2008.
35. **Velasquez, H., et al.** "*Análisis energetico y exergetico del proceso de obtencion de etanol a partir de la fruta del banano*". :Medellin-Colombia, Rev. F. Ingeniería Universidad de Antioquia N° 51 pp 87-96, 2010.
36. **Ojeda, K., et al.** "*Evaluacion de sostenibilidad de la produccion de biocombustibles de segunda generacion mediante la aplicacion de analisis exergetico*". : Prospect, Vol. 7, 2009.
37. **Correa Posada, C.** "*Modelo de optimizacion para las plantas de generacion de ciclo combinado en el despacho economico*". :Medellin-Colombia, [Tesis de Maestria], 2009.
38. **Asociacion Nacional de Empresas Generadoras (ANDEG).** "*Termoflores inicia operación comercial de su unidad Flores IV*". <http://www.andeg.org/node/80>. [Citado el: 09 de Mayo de 2012.]
39. **Amell Arrieta, A. y Cadavid, F.** "*Implicaciones de la eficiencia energetica en la atenuacion de impactos ambientales y la conservacion de la energía: el caso de las centrales termicas a gas en colombia*". :Medellin-Colombia, F. de ingeniería, Universidad de Antioquia, 1998.



40. **Ministerio del medio ambiente.** "*Guía ambiental para termoelectricas y procesos de cogeneracion parte aire y ruido*". :Colombia,1999.
41. **Comite nacional de operaciones de gas natural.** *Estadística nacional de oferta y demanda de gas natural*. :Bogota-Colombia, 2011.
42. **Renovetec.** "*Ciclo de Brayton*". <http://www.cicloscombinados.com/ciclobrayton> [Online] [Citado el: 02 de Marzo de 2012.]
43. **Smith, J. M., Van Ness, H. C. y Abbott, M. M.** "*Introduccion a la termodinamica en ingenieria quimica*". :Mexico, MC Graww Hill, 2007.
44. **Inzunza, J.** "*Fisica, Introduccion a la Mecanica y Calor*". :Global text 2009.
45. **Asimov, I.** "*Chronology of Science and Discovery*". : HarperCollins Publishers, 1989.
46. **IDEA instituto para la diversificacion y ahorro de la energia, impactos ambientales.** "*Analisis de ciclo de vida de ocho tecnologias de generacio electrica*". :Madrid, 2000.
47. **Feidt, M.** "*Thermodynamique et optimisation des systèmes et procédés*". :France, Techniqueet documentacion, 1996.
48. **Szargut, J.** "*Chemical exergies of the Elements*". :Applied Energy pp 269-286, 1989.
49. **Lozano, M. A. y Valero, A.** "*Determinacion de la exergia para sustancias de interes industrial*". Zaragoza : Depto de termodinamica y fisicoquimica, Universidad de zaragoza 1986.
50. **Cengel, Y. y Boles, M.** "*Termodinamica*". 6 ed. Mc Graw Hill 2009.
51. **Valero, A.** "*Sobre la produccion de combustibles a partir de la radiacion solar*". Madrid : Valero, A; Naredo, J. M. (dirs). Desarrollo Economico Y deterioro Ecologico, Fundacion Argentaria y Visor, pp277-284, 1999.
52. **Rodoreda Rossell, M.** "*Analisis Exergetico de una central termoelectrica de vapor*". :Puebla-Mexico, Escuela de ciencias, Departamento de fisica y matematicas; Universidad de las Americas, 2005.
53. **Castellanos Estupiñan, J., et al.** "*Estimacion de las propiedades relacionadas con el comportamiento de la biomasa*". :Santa clara-Cuba, Revista EcoSolar, Vol 10, 2003.



54. **Som, S. K. y Datta, A.** "*thermodynamic irreversibilities and exergy balance in combustion proceses*". :Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 34, pp 351-375, 2008.
55. **Ebadi, M. y Gorji-Bandpy, M.** "*Exergetic analysis of gas turbine plants*". :Journal Exergy, Vol. 2, pp 31-39, 2005.
56. **Martinez, J.** "*Analisis exergetico de nuevos ciclos de potencia*". :Madrid, Universidad politecnica de Madrid, Tesis doctoral, 2004.
57. **Kaushik, S., et al.** "*Energy and exergy analyser of thermal power plant: A review*". : Renewable and Sustainable Energy Reviews, pp. 1857-1872, Vol. 15, 2011.
58. **Tsatsaronis, G. y Morosuk, T.** "*Advanced exergetic analysis of a novel system for generating electricity and vaporizing liquefied natural gas*". :Energy, pp 820-829. Vol. 35, 2010.
59. **Lugo, R., et al.** "*Analisis exergetico de una central termoelectrica*". :Cientifica, pp 17-25. Vol. 13, 2009.
60. **Datta, A., et al.** "*energy an exerxy analyses of on externally fired gas turbina (EFGT) Cycle integral with biomass gasifier for distributed power generacion*". :Energy, pp 341-350. Vol. 35, 2010.
61. **Dincer, I., et al.** "*Performance evaluacion or geothermal power plant*". :Applied thermal engineering, pp 4074-4082. Vol. 21, 2011.
62. **Bhattacharya, A., et al.** "*Biomass integrated gasification combined cycle powue generation with suplementary biomas firing energy and exergy based performance analysis*". :Energy, pp. 2599-2610. Vol. 26, 2011.
63. **Ahmadi, P., et al.** "*Green house gas emission and exergo-enviromental analyses of atrigeneration energy sistem*". :International Journal of Greenhouse Gas Control, . pp. 1540-1549. Vol. 5, 2011.
64. **Deng, C. y Chia, C.** "*Engineerring desugn and exergy analysed for combustio gas Turbine Based Power Generation system*". :Energy, pp 1183-1205. Vol. 29, 2004.
65. **Franco, A.** "*Analysis of small size combined cycle plant based on the use of supercritical HRSG*". :Applied thermal engineeirng, pp 785-794. Vol. 31, 2011.



66. **Tajik, M., et al.** "*exergetic and economic evaluacion of the efect of HRSG configuration on the performance of combined cycle power plan*". :Energy Conversion and Management, pp. 47-48. Vol. 58, 2012.
67. **Serrano, J. y Carranzo, Y.** "*Analisis teorico en quemadores de gas natural*". :Scientia Et Technica, Vol. 11, pp 139-143, 2005.
68. **Andrade, M.** "*Analisis de la valoracion economica y ahorro de energia con base exergetica, indicando perdidas para la generacion de vapor*". :Mexico, tesis de maestria, instituto politecnico acional, 2004 .
69. **Comite nacional para el ahorro de energia.** "*Eficiencia en calderas y combustion*, Mexico D.F, 2007.
70. **Salazar, M.** "*Analisis energetico y exergetico de la centra termoelectrica de ciudad lerdo*". :Mexico tesis de grado, Universidad Autonoma Metropolitana, 2000.
71. **Aljundi, M.** "*Energy and exergy analisis of a steam power plant in Jordan* : Applied Thermal Engineering, pp. 324-328. Vol. 29, 2009.
72. **Huseyin, H., et al.** "*Comparative energetic and exergetic performance analyses for cool-fired thermal power plants in turkey*". : Internacional Journal of Thermal Sciences, pp. 2179-2186. Vol. 48, 2009.
73. **Capella, M. y Vasquez, D.** "*Alternativas para incrementar la eficiencia y capacidad de las turbinas de gas*". : Ingenieria I Desarrollo, pp. 89-98. Vol. 8, 2000.
74. **Polyzakis, A., et al.** "*Optimun gas turbine cycle for combined cycle power plant*". :Energy Convercion and Management, pp. 551-563. Vol. 49, 2008.
75. **Li, J., et al.** "*Energeti and exergetic investigation of a organic Rankine cycle at differen heat source temperatures*". :Energy, pp. 85-95. Vol. 38, 2012.
76. **Baloh, T. and Wittwer, E.** "*Energy manual for sugar factories*". 2ed. Berlin : 1995.
77. **Tsatsaronis, G. and Moran, M.** "*Thermal design and optimization*". :John Wiley & Song, New York 1996.
78. **Fernández, P.** "*Centrales termicas*". Capitulo 19. Economizadores y calentadores de aire. Edicion digital disponible online: <http://libros.redsouce.net>, 2000.



ANEXOS



Anexo 1. Planta de servicios industriales Abocol Discriminación de flujos

	Corrientes	T (°F)	P (psig)	flujo lb/h	#	Corrientes	T (°F)	P (psig)	flujo lb/h
1	entrada compresor de aire	89.6	0	357781.8463	36	salida de gases S. calentador 103	580	15	46601.604
2	Entrada compresor de com.	89.6	150	6450	37	entrada gases calentador de aire 103	580	15	46601.604
3	Descarga compresor de aire	853.8	201	357781.8463	38	gases de escape caldera 103	375	15	46601.604
4	Descarga compresor de com.	185	370	6450	39	salida evaporador caldera 104	493.97	630	25200
5	Entrada a Turbogas	1990	201	364231.8463	40	purga evaporador caldera 104	493.97	630	2800
6	Salida gas Turbogas	938	0	364231.8463	41	salida vapor S. calentador caldera 104	705	615	25200
7	entrada gas S.C 2	930	0	364231.8463	42	entrada gases evaporador caldera 104	2760	15	42440.847
8	salida gas S.C 2	902	0	364231.8463	43	salida de gases S. calentador 104	600	15	42440.847
9	salida gas S.C 1	825	0	364231.8463	44	entrada gases calentador de aire 104	600	15	42440.847
10	salida gas evaporador	500	0	364231.8463	45	gases de escape caldera 104	382	15	42440.847
11	Salida gas economizador	411	0	364231.8463	46	salida evaporador caldera 305	495.7	640	55860
12	Gas. de chimenea	390	0	364231.8463	47	purga evaporador caldera 305	495.7	640	2280
13	Entrada H2O economizador HRSG(liq)	325	800	46000	48	salida vapor S. calentador caldera 305	820	624	54720
14	Entrada H2O evaporador HRSG(liq)	479	620	46000	49	entrada gases evaporador caldera 305	1194	15	136248.35
15	Purga evaporador (liq)	492.3	620	5060	50	salida de gases S. calentador 305	400	15	136248.35
16	Entrada vapor S.C 1	492.3	620	40940	51	entrada gases calentador de aire 305	400	15	136248.35
17	Entrada vapor S.C 2	721	615	40940	52	gases de escape caldera 305	150	15	136248.35
18	Salida de vapor S.C 2 HRSG	815	610	40940	53	Entrada Turbo Vapor	815	602	106700
19	Entrada de H2O S.C 2 atemperador	325	800	46000	54	Salida Turbo Vapor a condensador.	212.9	0.244003	90695
20	entrada de combustible calderas 103	89.6	3	1815	55	1º extracción T vapor a C. E-302	569	150	-
21	entrada de combustible calderas 104	89.6	3	1970	56	2º extracción T vapor a desairador	370	30	1600.5
22	entrada de combustible calderas 305	89.6	3	4500	57	4º extracción T vapor a C. E-301	213	0.29005	14404.5
23	entrada H2O calderas 103	322	800	25000	58	Salida cond. a E-301 antes Bomba 01	130	-12.4	90695
24	entrada H2O calderas 104	322	800	28000	59	Salida cond. a E-301 después Bomba 01	130.3	194	90695



25	entrada H2O calderas 305	322	800	57000	60	salida calentador E-301	132.2	98	90695
26	entrada aire a calentador de aire 103	89.6	0	44786.60	61	Recirculación al condensador	205.8	-1.71	14404.5
27	entrada aire a calderas 103	315	0	44786.60	62	E. agua desmineralizada al desairador	89.6	45	109704.5
28	entrada aire a calentador de aire 104	89.6	0	40470.84	63	S. desairador a E-16 antes Bomba 2	210	5	202000
29	entrada aire a calderas 104	340	0	40470.84	64	S. desairador a E-16 después. Bomba 2	213	900	202000
30	entrada aire a calentador 305	89.6	0	131748.35	65	salida E-16 a calderas	330	850	202000
31	entrada aire a calderas aire 305	280	0	131748.35	66	entrada a E-302 después de bomba 02	-	-	-
32	salida evaporador caldera 103	495.7	640	22500	67	salida a E-302 agua hacia las calderas	-	-	-
33	purga evaporador caldera 103	495.7	640	2500	68	salida E-302 a desairador	-	-	-
34	salida vapor S. calentador caldera 103	725	630	22500	69	agua refrigerante entrada condensador	89.6	23	5495000
35	entrada gases evaporador caldera 103	2402	15	46601.6043	70	agua refrigerante salida condensador	106	8.6	5495000



ANEXO 2. Entropías y Entalpias específicas de las corrientes halladas por ASPEN HYSYS 2006 ®

#	Corrientes	s (Kj/Kg*C)	Δh(Kj/Kg)	#	Corrientes	s (Kj/Kg*C)	Δh(Kj/Kg)
1	entrada compresor de aire	4.105	7.092	36	salida de gases S. calentador 103	6.105	466
2	Entrada compresor de com.	10.21	3	37	entrada gases calentador de aire 103	6.105	466
3	Descarga compresor de aire	4.232	446.73	38	gases de escape caldera 103	5.876	337
4	Descarga compresor de com.	10.33	201	39	salida evaporador caldera 104	6.026	2690
5	Entrada a Turbogas	6.430	1284.1	40	purga evaporador caldera 104	2.859	1014
6	Salida gas Turbogas	6.533	575.8	41	salida vapor S. calentador caldera 104	6.635	3040
7	entrada gas S.C 2	6.538	571.2	42	entrada gases evaporador caldera 104	7.76	2167
8	salida gas S.C 2	6.509	553.2	43	salida de gases S. calentador 104	6.19	516
9	salida gas S.C 1	6.44	505.2	44	entrada gases calentador de aire 104	6.19	516
10	salida gas evaporador	6.116	302	45	gases de escape caldera 104	5.925	376
11	Salida gas economizador	6.009	247.9	46	salida evaporador caldera 305	6.019	2690
12	Gas. de chimenea	5.983	235.2	47	purga evaporador caldera 305	2.859	1014
13	Entrada H2O economizador HRSG(liq)	1.992	580	48	salida vapor S. calentador caldera 305	6.869	3210
14	Entrada H2O evaporador HRSG(liq)	2.814	970	49	entrada gases evaporador caldera 305	6.70	1519,1
15	Purga evaporador (liq)	3.033	1010	50	salida de gases S. calentador 305	5.948	387
16	Entrada vapor S.C 1	6.033	2690	51	entrada gases calentador de aire 305	5.948	387
17	Entrada vapor S.C 2	6.625	3060	52	gases de escape caldera 305	5.287	131
18	Salida de vapor S.C 2 HRSG	6.854	3190	53	Entrada Turbo Vapor	6.860	3220
19	Entrada de H2O S.C 2 atemperador	1.992	600	54	Salida Turbo Vapor a condensador.	7.352	2570
20	entrada de combustible calderas 103	11.39	16	55	1º extracción T vapor a C. E-302	7.050	2940
21	entrada de combustible calderas 104	11.39	16	56	2º extracción T vapor a desairador	7.240	2730
22	entrada de combustible calderas 305	11.39	16	57	4º extracción T vapor a C. E-301	7.351	2570
23	entrada H2O calderas 103	1.948	580	58	Salida cond. a E-301 antes Bomba 01	0.763	120
24	entrada H2O calderas 104	1.948	580	59	Salida cond. a E-301 después Bomba 01	0.756	123



25	entrada H2O calderas 305	1.948	580	60	salida calentador E-301	0.792	130
26	entrada aire a calentador de aire 103	4.105	7.092	61	Recirculación al condensador	7.040	2400
27	entrada aire a calderas 103	4.440	130.13	62	E. agua desmineralizada al desairador	0.464	30
28	entrada aire a calentador de aire 104	4.105	7.092	63	S. desairador a E-16 antes Bomba 2	1.295	310
29	entrada aire a calderas 104	4.470	143.43	64	S. desairador a E-16 después. Bomba 2	1.3	320
30	entrada aire a calentador 305	4.105	7.092	65	salida E-16 a calderas	1.992	600
31	entrada aire a calderas aire 305	4.4	113.23	66	entrada a E-302 después de bomba 02		
32	salida evaporador caldera 103	6.019	2690	67	salida a E-302 agua hacia las calderas		
33	purga evaporador caldera 103	8.860	1020	68	salida E-302 a desairador		
34	salida vapor S. calentador caldera 103	6.664	3070	69	agua refrigerante entrada condensador	0.464	30
35	entrada gases evaporador caldera 103	7.470	1747	70	agua refrigerante salida condensador	0.587	70



ANEXO 3. Exergía y Entalpía de Corrientes del proceso

Corrientes	$X_f(kj/kg)$	$X_q(kj/kg)$	$h(kW)$	$\psi(kW)$
1	0.15	0	320.38	6.74
2	27.96	47863.17	2.44	39002.24
3	435.72	0	20180.33	19683.55
4	222.12	47863.17	163.69	39160.37
5	1219.82	15.59	59054.30	56815.47
6	508.13	15.59	26480.84	24085.56
7	503.69	15.59	26278.84	23890.37
8	486.46	15.59	25441.04	23088.89
9	440.67	15.59	23233.57	20982.97
10	247.84	15.59	13888.63	12114.84
11	197.16	15.59	11400.64	9784.31
12	185.39	15.59	10816.58	9242.93
13	501.97	0	3368.68	2915.48
14	864.80	0	5633.83	5022.84
15	903.78	0	645.27	577.41
16	2481.79	0	13905.12	12828.87
17	2832.85	0	15817.72	14643.55
18	2955.52	0	16489.72	15277.66
19	521.11	0	3484.84	3026.63
20	3.2	47863.17	3.66	10968.99
21	3.2	47863.17	3.97	11906.72
22	3.2	47863.17	9.09	27196.80
23	502.51	0	1830.81	1586.22
24	502.51	0	2050.51	1776.56
25	502.51	0	4174.24	3616.58
26	0.15	0	40.20	0.84
27	112.46	0	735.86	635.98
28	0.15	0	36.23	0.76
29	124.81	0	732.92	637.75
30	0.15	0	117.97	2.48
31	96.85	0	1883.56	1611.04
32	2482.24	0	7642,04	7051.83
33	721.33	0	321.96	227.69
34	2841.60	0	8721.59	8072.74
35	1646.08	37.68	10284.27	9909.20
36	408.37	37.68	2741.96	2624.59
37	408.37	37.68	2741.96	2624.59
38	286.69	37.68	1982.92	1908.67
39	2480.02	0	8559.09	7890.97



40	907.36	0	358.48	320.78
41	2810.53	0	9672.72	8942.59
42	2012.724	47.84	11384.23	11041.30
43	453.92	47.84	2765.08	2688.79
44	453.92	47.84	2765.08	2688.79
45	322.40	47.84	2014.86	1984.02
46	2482.24	0	18972.65	17507.34
47	907.36	0	291.90	261.21
48	2975.04	0	22178.18	20554.84
49	1441.95	29.44	26143.51	25300.75
50	332.66	29.44	6657.93	6229.65
51	332.664	29.44	6657.93	6229.65
52	97.81	29.44	2253.60	2189.44
53	2985.33	0	43380.56	40219.04
54	2319.58	0	29430.07	26562.49
55	2699.25	0		
56	2483.17	0	551.68	501.80
57	2319.62	0	4674.18	4218.80
58	80.53	0	1374.16	922.19
59	83.45	0	1408.52	955.79
60	89.50	0	1488.68	1024.98
61	2159.57	0	563.81	3927.77
62	0.0032	0	415.54	0.04
63	253.41	0	7906.56	6463.26
64	263.25	0	8161.62	6714.23
65	521.10	0	15303.03	13290.86
66	0			
67	0			
68	0			
69	0.0032	0	23333.33	2.48
70	36.07	0	54444.44	28052.26



ANEXO 4: Aplicación de los balances de energía y exergía

El desarrollo de los balances de energía y exergía, Exergía destruida y los calculo de eficiencias energéticas y exergéticas, se describen en este ANEXO para cada una de las etapas del ciclo combinado, utilizando los datos del ANEXO 3, teniendo en cuenta que:

$$m_i h_i = h_i (kW)$$

TURBOGAS

Compresor de aire (CA)

El balance general para un sistema es

$$Q - \dot{W} + En_{ent} - En_{sal} = \frac{dEn_{sistema}}{dt}$$

Como el análisis es considerado en estado estacionario tenemos que:

$$\frac{dEn_{sistema}}{dt} = 0$$

Entonces el balance para compresor de gas será:

$$\dot{W}_{CA} = En_{ent} - En_{sal}$$

Tendremos:

$$\dot{W}_{CA} = m_3 h_3 - m_1 h_1$$

Y como la masa de salida es igual a la de entrada

$$\dot{W}_{CA} = m_{CA} (h_3 - h_1)$$

Turbina de gas (TG)

$$\dot{W}_{TG} = En_{ent} - En_{sal}$$

De acuerdo con la figura 19 las corrientes de entrada y salida son la número 5 y 6 respectivamente entonces tenemos que el trabajo de la turbina es:



$$\dot{W}_{TG} = m_5 h_5 - m_6 h_6$$

Sin considerar perdidas de masa tenemos que:

$$\dot{W}_{TG} = m_{TG} (h_5 - h_6)$$

Compresor de combustible (Cf)

El balance para compresor de combustible será:

$$\dot{W}_{Cf} = En_{ent} - En_{sal}$$

Tendremos:

$$\dot{W}_{Cf} = m_4 h_4 - m_2 h_2$$

y como la masa de salida es igual a la de entrada:

$$\dot{W}_{Cf} = m_{Cf} (h_4 - h_2)$$

Cámara de combustión (CC)

El calor desechado de la cámara de combustión antes de la turbina de gas es:

$$Q_{desCC} = m_4 * PCI + m_3 h_3 - m_5 h_5$$

La eficiencia de la cámara de combustión de la Zona de trubogas será:

$$\eta = \frac{m_5 h_5}{m_4 * PCI + m_3 h_3}$$

Ciclo Joule-Brayton

El calor suministrado al ciclo esta dado por:

$$Q_{Sum} = m_4 * PCI + (m_4 * PCI) * 0.04$$

El trabajo neto generado en el ciclo Joule-Brayton es:

$$W_{net} = W_{TG} - W_{CA}$$

La eficiencia energética esta dada por:

$$\eta = \frac{W_{Net}}{Q_{Sum}}$$



HRSG

La HRSG es la caldera de recuperación de vapor, en esta los gases que salen a altas temperaturas de la turbina de gas son aprovechados, compuesta por 4 equipos (supercalentador 2, supercalentador 1, Evaporador y economizador), el primer equipo en entra en contacto con los gases residuales es el supercalentador 2, entonces:

Supercalentador 2 (SC2)

$$En_{ent} - En_{sal} = Q_{desSC2}$$

$$Q_{desSC2} = m_{18}h_{18} + m_8h_8 - m_{17}h_{17} - m_7h_7$$

La masa de los flujos 17 y 18 (vapor) son iguales, de la misma manera los flujos 7 y 8 (gases residuales)

$$Q_{desSC2} = m_V(h_{18} - h_{17}) + m_{Gas}(h_8 - h_7)$$

La eficiencia energética para el SC2 sería

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_V(h_{18} - h_{17})}{m_{Gas}(h_8 - h_7)}$$

Supercalentador 1 (SC1)

$$En_{ent} - En_{sal} = Q_{desSC1}$$

$$Q_{desSC1} = m_{17}h_{17} + m_9h_9 - m_{16}h_{16} - m_8h_8$$

La masa de los flujos 16 y 17 (vapor) son iguales, de la misma manera los flujos 8 y 9 (gases residuales)

$$Q_{desSC1} = m_V(h_{17} - h_{16}) + m_{Gas}(h_9 - h_8)$$

La eficiencia energética para el SC1 sería

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_V(h_{17} - h_{16})}{m_{Gas}(h_9 - h_8)}$$

Evaporador (EV)



$$En_{ent} - En_{sal} = Q_{desEV}$$

$$m_9 h_9 + m_{14} h_{14} - m_{10} h_{10} - m_{15} h_{15} - m_{16} h_{16} = Q_{desEV}$$

La masa de los flujos 14 y 16 (vapor) son iguales, de la misma manera los flujos 8 y 9 (gases residuales)

$$Q_{desEV} = m_{14} h_{14} - m_{16} h_{16} + m_{Gas} (h_9 - h_{10}) - m_{15} h_{15} = Q_{desEV}$$

La eficiencia energética para el Evaporador es (EV)

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{14} h_{14} - m_{16} h_{16} - m_{15} h_{15}}{m_{Gas} (h_9 - h_{10})}$$

Economizador (EC)

$$En_{ent} - En_{sal} = Q_{desEC}$$

$$m_{13} h_{13} + m_{10} h_{10} - m_{14} h_{14} - m_{11} h_{11} = Q_{desEC}$$

La masa de los flujos 13 y 14 (vapor) son iguales, de la misma manera los flujos 10 y 11 (gases residuales)

$$m_V (h_{13} - h_{14}) + m_{Gas} (h_{10} - h_{11}) = Q_{desEC}$$

La eficiencia para el economizador es:

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_V (h_{13} - h_{14})}{m_{Gas} (h_{10} - h_{11})}$$

Eficiencia global energética de la (HRSG)

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{13} h_{13} - m_{18} h_{18} - m_{15} h_{15}}{m_{Gas} (h_7 - h_{12})}$$

Zona de Calderas

- En la zona de calderas se encuentran las calderas 103, 104 y 305

Caldera 103



Cámara de combustión (CC cal103)

El calor suministrado esta dado por la cantidad de masa que entra a la caldera multiplicado por el poder calorífico del combustible, entonces tenemos que:

$$Q_{sum} = PCI * m_{20} + m_{27}h_{27}$$

$$Q_{desCC} = m_{20} * PCI + m_{27}h_{27} - m_{35}h_{35}$$

La eficiencia energética de la caldera será:

$$\eta = \frac{m_5 h_5}{m_4 * PCI + m_3 h_3}$$

Intercambio caldera 103 (IN cal103)

$$Q_{desCa103} = En_{ent} - En_{sal}$$

$$Q_{desCa103} = m_{35}h_{35} + m_{23}h_{23} - m_{34}h_{34} - m_{37}h_{37} + m_{33}h_{33}$$

La masa de los flujos 35 y 37 (gases residuales) es igual entonces:

$$Q_{desCa103} = m_{23}h_{23} - m_{24}h_{24} + m_{Gas}(h_{35} - h_{37}) + m_{33}h_{33}$$

La eficiencia en el intercambio esta dada por

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{23}h_{23} - m_{24}h_{24} + m_{33}h_{33}}{m_{Gas}(h_{35} - h_{37})}$$

Calentador de aire

$$Q_{desCa103} = En_{ent} - En_{sal}$$

$$Q_{desCa103} = m_{37}h_{37} + m_{26}h_{26} - m_{38}h_{38} - m_{27}h_{27}$$

La masa de los flujos 26 y 27 (aire) son iguales, de la misma manera los flujos 37 y 38 (gases residuales)

$$Q_{desCa103} = m_{Gas}(h_{37} - h_{38}) + m_{aire}(h_{26} - h_{27})$$

La eficiencia en el calentador de aire es

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{aire}(h_{26} - h_{27})}{m_{Gas}(h_{37} - h_{38})}$$



Eficiencia global de la caldera 103

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{23}h_{23} - m_{33}h_{33} - m_{34}h_{34}}{PCI * m_{20} + m_{27}h_{27}}$$

Caldera 104

Cámara de combustión (CC cal104)

El calor suministrado esta dado por la cantidad de masa que entra a la caldera multiplicado por el poder calorífico del combustible, entonces tenemos que:

$$Q_{sum} = PCI * m_{21} + m_{29}h_{29}$$

$$Q_{desCC} = m_{21} * PCI + m_{29}h_{29} - m_{42}h_{42}$$

La eficiencia energética de la caldera será:

$$\eta = \frac{m_{42}h_{42}}{m_{21} * PCI + m_{29}h_{29}}$$

Intercambio caldera 104 (IN cal104)

$$Q_{desCa104} = En_{ent} - En_{sal}$$

$$Q_{desCa104} = m_{42}h_{42} + m_{24}h_{24} - m_{41}h_{41} - m_{44}h_{44} + m_{40}h_{40}$$

La masa de los flujos 42 y 44 (gases residuales) es igual entonces:

$$Q_{desCa104} = m_{24}h_{24} - m_{41}h_{41} + m_{Gas}(h_{42} - h_{44}) + m_{40}h_{40}$$

La eficiencia en el intercambio esta dada por

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{24}h_{24} - m_{41}h_{41} + m_{40}h_{40}}{m_{Gas}(h_{42} - h_{44})}$$

Calentador de aire

$$Q_{desCa104} = En_{ent} - En_{sal}$$

$$Q_{desCa104} = m_{44}h_{44} + m_{28}h_{28} - m_{45}h_{45} - m_{29}h_{29}$$



La masa de los flujos 28 y 29 (aire) son iguales, de la misma manera los flujos 44 y 45 (gases residuales)

$$Q_{desCa104} = m_{Gas} (h_{44} - h_{45}) + m_{aire} (h_{28} - h_{29})$$

La eficiencia en el calentador de aire es

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{aire} (h_{28} - h_{29})}{m_{Gas} (h_{44} - h_{45})}$$

Eficiencia global de la caldera 104

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{24}h_{24} - m_{40}h_{40} - m_{41}h_{41}}{PCI * m_{21} + m_{29}h_{29} - m_{44}h_{44}}$$

Caldera 305

Cámara de combustión (CC cal305)

El calor suministrado esta dado por la cantidad de masa que entra a la caldera multiplicado por el poder calorífico del combustible, entonces tenemos que:

$$Q_{sum} = PCI * m_{22} + m_{31}h_{31}$$

$$Q_{desCC} = m_{22} * PCI + m_{31}h_{31} - m_{49}h_{49}$$

La eficiencia energética de la caldera será:

$$\eta = \frac{m_{49}h_{49}}{m_{22} * PCI + m_{31}h_{31}}$$

Intercambio caldera 305 (IN cal305)

$$Q_{desCaB05} = En_{ent} - En_{sal}$$

$$Q_{desCaB05} = m_{49}h_{49} + m_{25}h_{25} - m_{48}h_{48} - m_{51}h_{51} + m_{52}h_{52}$$

La masa de los flujos 49 y 51 (gases residuales) es igual, entonces:

$$Q_{desCaB05} = m_{25}h_{25} - m_{48}h_{48} + m_{Gas} (h_{49} - h_{51}) + m_{47}h_{47}$$

La eficiencia en el intercambio está dada por:



$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{25}h_{25} - m_{48}h_{48} + m_{47}h_{47}}{m_{Gas}(h_{49} - h_{51})}$$

Calentador de aire

$$Q_{desCaB05} = En_{ent} - En_{sal}$$

$$Q_{desCaB05} = m_{51}h_{51} + m_{30}h_{30} - m_{52}h_{52} - m_{31}h_{31}$$

La masa de los flujos 30 y 31 (aire) son iguales, de la misma manera los flujos 44 y 45 (gases residuales)

$$Q_{desCaB05} = m_{Gas}(h_{51} - h_{52}) + m_{aire}(h_{30} - h_{31})$$

La eficiencia en el calentador de aire es

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{aire}(h_{30} - h_{31})}{m_{Gas}(h_{51} - h_{52})}$$

Eficiencia global de la caldera 305

$$\eta = \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{m_{25}h_{25} - m_{47}h_{47} - m_{48}h_{48}}{PCI * m_{22} + m_{31}h_{31} - m_{51}h_{51}}$$

Turbina de vapor (TV)

$$\dot{W}_{TV} = En_{ent} - En_{sal}$$

Las corrientes de entrada y salida para las turbinas de vapor son:

$$\dot{W}_{TV} = m_{53}h_{53} - m_{56}h_{56} - m_{57}h_{57} - m_{54}h_{54}$$

Condensador (Cond)

$$Q_{desCond} = En_{ent} - En_{sal}$$

$$Q_{desCond} = m_{54}h_{54} + m_{69}h_{69} + m_{61}h_{61} - m_{70}h_{70} - m_{58}h_{58}$$

Bomba 01 (B01)



$$\dot{W}_{B01} = En_{ent} - En_{sal}$$

$$\dot{W}_{B01} = m_{59}h_{59} - m_{58}h_{58}$$

Bomba 02 (B02)

$$\dot{W}_{B01} = En_{ent} - En_{sal}$$

$$\dot{W}_{B01} = m_{64}h_{64} - m_{53}h_{53}$$

Ciclo Rankine

El calor suministrado al ciclo de Rankine es:

$$Q_{sum} = PCI * m_{20} + m_{27}h_{27} + PCI * m_{21} + m_{29}h_{29} + PCI * m_{22} + m_{31}h_{31} + m_7h_7$$

El trabajo neto generado es:

$$\dot{W}_{netoRANKINE} = m_{53}h_{53} - m_{56}h_{56} - m_{57}h_{57} - m_{54}h_{54}$$

La eficiencia energética del proceso es:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{netoRANKINE}}{Q_{sum}}$$

BALANCES DE EXERGIA

Teniendo en cuenta que:

$$m_i\psi_i = \psi_i (kW)$$

Se pueden utilizar directamente los datos de la columna 6 del ANEXO 3

Turbogas

Compreso de aire (CA)

El balance general para un sistema en estado estacionario es:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m}\psi - \sum_{sal} \dot{m}\psi - \dot{E}x_{destruida} = 0$$



Donde:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

Entonces el balance para compresor de gas será:

$$\dot{W}_{CA} + \sum_{ent} \dot{m}\psi - \sum_{sal} \dot{m}\psi = \dot{E}x_d$$

Tendremos:

$$\dot{E}x_{d,CA} = m_1\psi_1 - m_3\psi_3 - \dot{W}_{CA}$$

Y como la masa de salida es igual a la de entrada

$$\dot{E}x_{d,CA} = m_{CA}(\psi_1 - \psi_3) - \dot{W}_{CA}$$

Cuando el valor de la exergía destruida se hace 0, para un equipo consumidor de trabajo como lo son los compresores se puede calcular la energía mínimo que necesitaría para realiza un trabajo de compresión

$$\dot{W}_{min} = m_{CA}(\psi_3 - \psi_1)$$

La eficiencia exergética del compresor es:

$$\varepsilon = \frac{\psi_3 - \psi_1}{\dot{W}_{CA}}$$

Turbina de gas (TG)

El balance de exergía para la turbina es:

$$\dot{E}x_{d,TG} = m_5\psi_5 - m_6\psi_6 - \dot{W}_{TG}$$

Sin considerar perdidas de masa tenemos que

$$\dot{E}x_{d,TG} = m_{TG}(\psi_5 - \psi_6) - \dot{W}_{TG}$$

Cuando el valor de la exergía destruida se hace 0, para un equipo productor de trabajo como lo son las Turbinas, se puede calcular el trabajo máximo que entrega la turbina.

$$\dot{W}_{max} = m_{TG}(\psi_5 - \psi_6)$$

La eficiencia exergética de la turbina es:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{TG}}{m_{TG}(\psi_5 - \psi_6)}$$



Compresor de combustible (Cf)

El balance para compresor de gas será:

$$\dot{E}x_{d,Cf} = m_2\psi_2 - m_4\psi_4 - \dot{W}_{Cf}$$

Como la masa de salida es igual a la de entrada:

$$\dot{E}x_{d,Cf} = m_{Cf}(\psi_2 - \psi_4) - \dot{W}_{Cf}$$

El trabajo mínimo del compresor de combustible es:

$$\dot{W}_{\min} = m_{Cf}(\psi_2 - \psi_4)$$

La eficiencia exergética del compresor es:

$$\varepsilon = \frac{m(\psi_2 - \psi_4)}{\dot{W}_{Cf}}$$

Cámara de combustión (CC)

$$Ex_d = \psi_4 + \psi_3 - \psi_5$$

La eficiencia exergética para la cámara de combustión

$$\varepsilon = \frac{\psi_5}{\psi_4 - \psi_3}$$

Ciclo joule-Brayton

La eficiencia exergética del ciclo es:

$$\varepsilon_{Joule-Brayton} = \frac{W_{Net}}{\psi_4}$$

HRSG

Supercalentador 2 (SC2)

$$\dot{E}x_{d,SC2} = m_{17}\psi_{17} + m_7\psi_7 - m_{18}\psi_{18} - m_8\psi_8$$

La masa de los flujos 17 y 18 (vapor) son iguales de la misma manera los flujos 7 y 8 (gases residuales)



$$\dot{E}x_{d,SC2} = m_V(\psi_{17} - \psi_{18}) + m_{Gas}(\psi_7 - \psi_8)$$

La eficiencia exergética para el SC2 sería

$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_V(\psi_{18} - \psi_{17})}{m_{Gas}(\psi_8 - \psi_7)}$$

Supercalentador 1 (SC1)

$$\dot{E}x_{d,SC1} = m_{16}\psi_{16} + m_8\psi_8 - m_{17}\psi_{17} - m_9\psi_9$$

La masa de los flujos 16 y 17 (vapor) son iguales de la misma manera los flujos 8 y 9 (gases residuales)

$$Ex_{d,SC1} = m_V(\psi_{16} - \psi_{17}) + m_{Gas}(\psi_8 - \psi_9)$$

La eficiencia exergética para el SC1 sería:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_V(\psi_{16} - \psi_{17})}{m_{Gas}(\psi_8 - \psi_9)}$$

Evaporador (EV)

$$Ex_{d,EV} = m_9\psi_9 + m_{14}\psi_{14} - m_{10}\psi_{10} - m_{15}\psi_{15} - m_{16}\psi_{16}$$

La masa de los flujos 8 y 9 (gases residuales) son iguales

$$Ex_{d,EV} = m_{14}\psi_{14} - m_{16}\psi_{16} + m_{Gas}(\psi_9 - \psi_{10}) - m_{15}\psi_{15}$$

La eficiencia exergética para el Evaporador es EV:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{14}\psi_{14} - m_{16}\psi_{16} - m_{15}\psi_{15}}{m_{Gas}(\psi_9 - \psi_{10})}$$

Economizador (EC)

$$Ex_{d,EC} = m_{13}\psi_{13} + m_{10}\psi_{10} - m_{14}\psi_{14} - m_{11}\psi_{11}$$

La masa de los flujos 13 y 14 (vapor) son iguales, de la misma manera los flujos 10 y 11 (gases residuales)

$$Ex_{d,EC} = m_V(\psi_{13} - \psi_{14}) + m_{Gas}(\psi_{10} - \psi_{11})$$

La eficiencia exergética para el economizador es:



$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_V(\psi_{13} - \psi_{14})}{m_{Gas}(\psi_{10} - \psi_{11})}$$

Eficiencia exergetica global de la HRSG

$$\psi = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{13}\psi_{13} - m_{15}\psi_{15} - m_{18}\psi_{18}}{m_7\psi_7 - m_{12}\psi_{12}}$$

Zona de Calderas

En la zona de calderas se encuentran las calderas 103, 104 y 305

Caldera 103

Cámara de combustión (CC cal103)

La exergía destruida en la cámara de combustión es:

$$Ex_d = \psi_{20} + \psi_{27} - \psi_{35}$$

La eficiencia es:

$$\varepsilon = \frac{\psi_{35}}{\psi_{20} + \psi_{27}}$$

Intercambio caldera 103 (IN cal103)

$$\dot{Ex}_{d,cal103} = m_{23}\psi_{23} - m_{33}\psi_{33} - m_{34}\psi_{34} + m_{35}\psi_{35} - m_{37}\psi_{37}$$

La masa de los flujos 35 y 37 (gases residuales) es igual

$$\dot{Ex}_{d,Cal103} = m_{23}\psi_{23} - m_{33}\psi_{33} + m_{Gas}(\psi_{35} - \psi_{37}) - m_{34}\psi_{34}$$

La eficiencia exergetica en el intercambio está dada por:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{23}\psi_{23} - m_{33}\psi_{33} - m_{34}\psi_{34}}{m_{Gas}(\psi_{35} - \psi_{37})}$$

Calentador de aire



$$\dot{E}x_d = m_{37}\psi_{37} + m_{26}\psi_{26} - m_{38}\psi_{38} - m_{27}\psi_{27}$$

La masa de los flujos 26 y 27 (aire) son iguales, de la misma manera los flujos 37 y 38 (gases residuales)

$$Q_{desCal103} = m_{Gas}(\psi_{37} - \psi_{38}) + m_{aire}(\psi_{26} - \psi_{27})$$

La eficiencia exergética en el calentador de aire es:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,dec}} = \frac{m_{aire}(\psi_{26} - \psi_{27})}{m_{Gas}(\psi_{37} - \psi_{38})}$$

Eficiencia exergética global de la caldera 103

$$\psi = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{23}\psi_{23} - m_{33}\psi_{33} - m_{34}\psi_{34}}{m_{20}\psi_{20} + m_{27}\psi_{27} - m_{37}\psi_{37}}$$

Caldera 104

Cámara de combustión (CC cal104)

La exergía destruida en la cámara de combustión es:

$$Ex_d = \psi_{21} + \psi_{29} - \psi_{42}$$

La eficiencia es:

$$\varepsilon = \frac{\psi_{42}}{\psi_{21} + \psi_{29}}$$

Intercambio caldera 104 (IN cal104)

$$\dot{E}x_{dCal104} = m_{42}\psi_{42} + m_{24}\psi_{24} - m_{41}\psi_{41} - m_{44}\psi_{44} - m_{40}\psi_{40}$$

La masa de los flujos 24 y 41 (vapor) son iguales, de la misma manera los flujos 42 y 44 (gases residuales)

$$\dot{E}x_{dCal104} = m_{Gas}(\psi_{42} - \psi_{44}) - m_{41}\psi_{41} + m_{24}\psi_{24} - m_{40}\psi_{40}$$

La eficiencia exergética en el intercambio está dada por:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{24}\psi_{24} - m_{41}\psi_{41} - m_{40}\psi_{40}}{m_{Gas}(\psi_{42} - \psi_{44})}$$



Calentador de aire

$$\dot{E}x_d = m_{44}\psi_{44} + m_{28}\psi_{28} - m_{45}\psi_{45} - m_{29}\psi_{29}$$

La masa de los flujos 28 y 29 (aire) son iguales, de la misma manera los flujos 44 y 45 (gases residuales)

$$\dot{E}x_d = m_{Gas}(\psi_{44} - \psi_{45}) + m_{aire}(\psi_{28} - \psi_{29})$$

La eficiencia en el calentador de aire es

$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{aire}(\psi_{28} - \psi_{29})}{m_{Gas}(\psi_{44} - \psi_{45})}$$

Eficiencia exergetica global de la caldera 104

$$\psi = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{24}\psi_{24} - m_{40}\psi_{40} - m_{41}\psi_{41}}{m_{21}\psi_{21} + m_{29}\psi_{29} - m_{44}\psi_{44}}$$

Caldera 305

Cámara de combustión (CC cal305)

La exergía destruida en la cámara de combustión es:

$$Ex_d = \psi_{22} + \psi_{31} - \psi_{49}$$

La eficiencia es:

$$\varepsilon = \frac{\psi_{49}}{\psi_{22} + \psi_{31}}$$

Intercambio caldera 305 (IN cal305)

$$\dot{E}x_{d,Cal305} = m_{49}\psi_{49} + m_{25}\psi_{25} - m_{48}\psi_{48} - m_{51}\psi_{51} - m_{47}\psi_{47}$$

La masa los flujos 49 y 51 (gases residuales) son iguales

$$\dot{E}x_{d,Cal305} = m_{25}\psi_{25} - m_{48}\psi_{48} + m_{Gas}(\psi_{49} - \psi_{51}) - m_{47}\psi_{47}$$

La eficiencia exergetica en el intercambio esta dada por:



$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{25}\psi_{25} - m_{48}\psi_{48} - m_{47}\psi_{47}}{m_{Gas}(\psi_{49} - \psi_{51})}$$

Calentador de aire

$$\dot{Ex}_{d,Cal305} = m_{51}\psi_{51} + m_{30}\psi_{30} - m_{52}\psi_{52} - m_{31}\psi_{31}$$

La masa de los flujos 30 y 31 (aire) son iguales, de la misma manera los flujos 44 y 45 (gases residuales)

$$Ex_{d,Cal305} = m_{Gas}(\psi_{51} - \psi_{52}) + m_{aire}(\psi_{30} - \psi_{31})$$

La eficiencia exergética en el calentador de aire es:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{aire}(\psi_{30} - \psi_{31})}{m_{Gas}(\psi_{51} - \psi_{52})}$$

Eficiencia exergética global de la caldera 305

$$\psi = \frac{Ex_{Q,abs}}{Ex_{Q,ced}} = \frac{m_{25}\psi_{25} - m_{47}\psi_{47} - m_{48}\psi_{48}}{m_{22}\psi_{22} + m_{49}\psi_{49} - m_{51}\psi_{51}}$$

Turbina de vapor (TV)

La destrucción de exergía en la turbina de vapor es::

$$Ex_{d,TV} = m_{53}\psi_{53} - m_{56}\psi_{56} - m_{57}\psi_{57} - m_{54}\psi_{54} - \dot{W}_{TG}$$

El trabajo máximo que puede realizar la turbina de vapor es:

$$W_{max} = m_{53}\psi_{53} - m_{56}\psi_{56} - m_{57}\psi_{57} - m_{54}\psi_{54}$$

La eficiencia exergética de la turbina es:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{TG}}{W_{max}}$$

Condensador (Cond)

$$\dot{Ex}_d = m_{54}\psi_{54} + m_{69}\psi_{69} + m_{61}\psi_{61} - m_{70}\psi_{70} - m_{58}\psi_{58}$$

La eficiencia para el compresor es:



$$\varepsilon = \frac{m_{70}\psi_{70} - m_{69}\psi_{69}}{m_{58}\psi_{58} - m_{54}\psi_{54} - m_{61}\psi_{61}}$$

Bomba 01 (B01)

$$\dot{E}x_d = m_{59}\psi_{59} - m_{58}\psi_{58}$$

Eficiencia exergética de la bomba es:

$$\varepsilon = \frac{m_{58}\psi_{58}}{m_{59}\psi_{59}}$$

Bomba 02 (B02)

$$\dot{E}x_d = m_{64}\psi_{64} - m_{53}\psi_{53}$$

Eficiencia exergética de la bomba es:

$$\varepsilon = \frac{m_{53}\psi_{53}}{m_{64}\psi_{64}}$$

Ciclo Rankine

$$\varepsilon = \frac{W_{netoRANKINE}}{m_{20}\psi_{20} + m_{27}\psi_{27} + m_{21}\psi_{21} + m_{29}\psi_{29} + m_{22}\psi_{22} + m_{31}\psi_{31} + m_7\psi_7}$$



ANEXO 5 Resultados del balance de energía

Estos valores son obtenidos con el desarrollo de los balances mostrados en el ANEXO 4

Zona Turbogas

Compresor de aire

Corrientes	$h(kW)$	w teórico al compresor
1	320.377	19860.416
3	20180.793	

Compresor combustible

Corrientes	$h(kW)$	w teórico al compresor
2	2.443	161.250
4	163.693	

Turbogas

Corrientes	$h(kW)$	w teórico de turbina
5	59054.307	32573.916
6	26480.391	

Caldera de recuperación (HRSG)

Supercalentador 2

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des}(kW)$
7	26278.040	165,002
8	25441.042	
17	15817.727	
18	16489.722	

Supercalentador 1

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des}(kW)$
------------	---------	---------------



8	25441.042	294,864
9	23233.576	
16	13905.126	
17	15817.727	

Evaporador

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des}(kW)$
9	23233.576	428.372
10	13888.636	
14	5633.838	
15	645.277	
16	13905.126	

Economizador

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des}(kW)$
10	13888.638	222.846
11	11400.640	
13	3368.686	
14	5633.838	

Caldera 103

Caldera 103	$h(kW)$	$Q_{des}(kW)$ COMBUSTION	$Q_{des}(kW)$ INTERCAMBIO
20	3.666	1423,464	329,999
37	735.868		
35	10284.715		
47	2741.963		
23	1830.808		
33	321.969		
34	8721.59		

Calentador de aire 103

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des}(kW)$ Calentador
23	40.1047	63.276
27	735.868	
37	2741.96	
38	1982.921	

Caldera 104



Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des} (kW)$ COMBUSTION	$Q_{des} (kW)$ INTERCAMBIO
21	3.979	1257.718	638.750
29	732.920		
42	11384.542		
44	2765.085		
24	2050.505		
40	358.484		
41	9672.727		

Calentador de aire 104

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des} (kW)$ Calentador
28	36.239	53.535
29	732.920	
44	2765.08	
45	2014.86	

Caldera 305

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des} (kW)$ COMBUSTION	$Q_{des} (kW)$ INTERCAMBIO
22	9.090	2944.132	1190.073
31	1883.568		
49	26143.512		
51	6657.589		
25	4174.242		
47	291.909		
48	22178.181		

Calentador de aire caldera 305

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des} (kW)$ Calentador
30	117.974	2638.392
31	1883.568	
51	6657.589	
52	2253.602	

Turbovapor

Corrientes	$h(kW)$	$W(kW)$
53	43380.555	8724.6
54	29430.069	



56	551.687	
57	4674.187	

Condensador

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des}(kW)$
54	29430.070	1309.791
58	1374.166	
61	4365	
69	23333.330	
70	54444.440	

Calentador E-301

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des}(kW)$
59	1408.520	229.020
60	1488.681	
57	4674.188	
61	4365	

Bombas 01

Corrientes	$h(kW)$	w teórico al compresor
58	1374.166	33.354
59	1408.520	

Bombas 02

Corrientes	$h(kW)$	w teórico al compresor
63	1145.138	255,050
64	1168.041	



ANEXO 6. Resultados del balance de exergía

Compresor de aire.

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
1	6.730	183.589
3	19683.558	

Compresor de combustible.

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
2	39002.249	45.877
4	39160.371	

Turbina de gas

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
5	56815.274	155.791
6	24085.566	

Zona HRSG

Súper calentador 2

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
7	23890.573	167.562
8	23088.895	
17	14643.551	
18	15277.666	

Súper calentador 1

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
8	23088.895	291.246
9	20982.973	
16	12828.875	
17	14643.551	



Evaporador

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
9	20982.973	484.682
10	12114.847	
14	5022.846	
15	577.414	
16	12828.875	

Economizador

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
10	12114.847	223.174
11	9784.315	
13	2915.489	
14	5022.846	

Zona calderas

Caldera 103

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$ Combustión	$Ex_d(kW)$ Intercambio
20	10969.377	1696.162	570.400
37	635.986		
35	9909.201		
47	2624.594		
23	1586.222		
33	227.692		
34	8072.736		

Calentador de aire caldera 103

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
23	0.842	80.778
27	635.986	
37	2624.594	
38	1908.671	

Caldera 104



Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$ Combustión	$Ex_d(kW)$ Intercambio
21	11906.156	1501.963	866.336
29	637.758		
42	11041.950		
44	2688.799		
24	1776.568		
40	320.784		
41	8942.599		

Calentador de aire 104

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
28	0.761	67.778
29	637.758	
44	2688.799	
45	1984.023	

- **Caldera 305**

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$ Combustión	$Ex_d(kW)$ Intercambio
22	27196.803	3507.074	1871.929
31	1611.039		
49	25300.768		
51	6229.370		
25	3616.586		
47	261.210		
48	20554.843		

Calentador de aire 305

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
30	2.478	2431.546
31	1611.039	
51	6229.370	
52	2189.263	

Turbina de vapor



Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
53	40219.045	211,324
54	26562.495	
56	501.807	
57	4218.807	

Condensador

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
54	26562.495	1277.330
58	922.194	
61	3927.775	
69	2.48	
70	28052.260	

Calentador E-301

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
59	955.795	221.810
60	1024.981	
57	4218.807	
61	3927.720	

Bomba 01

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
58	922.194	0.842
59	955.795	

Bomba 02

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$
63	6463.265	4.080
64	6714.235	



ANEXO 7: Algoritmo propiedades específicas por ASPEN HYSYS

Algoritmo de ASPEN HYSYS para el cálculo de las propiedades específicas, entalpía (kJ/kg) y entropía (kJ/kg*°C)

Para el cálculo de la entalpía y entropía específica, Aspen Hysys desarrolla con rigor un algoritmo que cuenta con relaciones termodinámicas exactas. En el desarrollo de este trabajo se utilizó por practicidad, con el propósito de calcular las propiedades de 70 corrientes que componen el proceso de generación de energía eléctrica y vapor, el proceso se compone por corrientes de Agua en fases líquida y vapor, corrientes de aire, corrientes de combustible, y corrientes de gases de combustión.

Lo primero es contar con las propiedades de las especies puras, estas son: factor acéntrico (ω) temperatura crítica (T_c), presión crítica (P_c); los valores de estas propiedades se pueden encontrar en la literatura por ejemplo, en el apéndice B del Smith-van Ness 7° Ed.

	N2	O2	CO2	H2O	Aire	CH4
ω	0.038	0.022	0.224	0.345	0.0035	0.012
T_c	126.2	154.6	304.2	647.1	132.2	190.6
P_c	34.00	50.43	73.83	220.55	37.45	45.99

El cálculo en Aspen Hysys se realizó con el fluid package que contiene la ecuación de estado de Peng-Robinson

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (1)$$



Los parámetros a y b son dependientes de la concentración, generalmente el parámetro “ a ” es determinado definiendo las llamadas reglas de mezclado (cuando se van a calcular propiedades de mezclas) y pasan a ser:

$$a = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j a_{ij} \quad b = \sum_{i=1}^N x_i b_i$$

El parámetro de interacción binaria (k_{ij}), es independiente de la concentración y es introducido en el coeficiente cruzado (a_{ij}), a efecto de mejorar su correlación.

$$a_{ij} = (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij})$$

Los parámetro a_i y b_i tienen como expresión

$$a_i = a_{ci} \alpha_i \quad b_i = 0.077796 \frac{RT_{ci}}{P_{ci}}$$

Necesariamente Aspen Hysys debe tener los valores de temperatura y presión de operación, de esta forma calcula las temperaturas y presiones reducidas; y de esta manera hallar a_i .

$$P_r = \frac{P}{P_c} \quad T_r = \frac{T}{T_c}$$

$$\sqrt{\alpha_i} = 1 + m_i (1 - T_{ri}^{0.5}) ; \quad a_{ci} = 0.457235 \frac{(RT_{ci})^2}{P_{ci}}$$

$$m_i = 0.37464 + 1.54226\omega_i - 0.2992\omega_i^2$$



Si el factor acéntrico de alguna sustancia es > 0.49 , HYSYS utiliza.

$$m_i = 0.37464 + (1.48503 - (0.164423 - 1.016666\omega_i)\omega_i)\omega_i$$

Para cálculos computacionales la ecuación de estado de Peng-Robinson se puede escribir en función del factor de compresibilidad Z .

Donde $Z = PV/RT$ la expresión de la ecuación de estado quedaría:

$$0 = Z^3 + (1-B)Z^2 + (A-2B-3B^2)Z - (AB-B^2-B^3) \quad (2)$$

Siendo A y B :

$$A = \frac{ap}{(RT)^2} \quad B = \frac{bP}{RT}$$

Al hallar los parámetros a y b , sea para un compuesto o una mezcla, el cálculo del factor de compresibilidad se halla mediante un proceso iterativo; este valor de z hallado lo reemplazamos para de esta manera obtener entalpia residual (H_R).

$$\frac{H_{real} - H_{ideal}}{RT} = Z - 1 - \frac{1}{2^{1.5} bRT} \left[a - T \frac{da}{dT} \right] \ln \left(\frac{V + (2^{0.5} + 1)b}{V + (2^{0.5} - 1)b} \right) \quad (3)$$

Por definición

$$dM_{real} = dM_{ideal} + dM_{residual}$$

$$dH_{real} = dH_{ideal} + dH_{residual}$$

(4)

Donde



$$dH_{ideal} = m \int Cp dT$$

Reemplazando en (4) los valores de H_R y de H_{ideal} . De esta manera Hysys calcula los valores de entalpia especifica de manera rápida y evitando realizar manualmente el proceso iterativo para el cálculo del factor de compresibilidad (Z).

Para la entropía

$$\frac{S - S_{ideal}}{RT} = \ln(Z - B) - \ln \frac{P}{P^o} - \frac{A}{2^{1.5} bRT} \left[\frac{Tda}{adt} \right] \ln \left(\frac{V + (2^{0.5} + 1)b}{V + (2^{0.5} - 1)b} \right) \quad (5)$$

$$dS_{real} = dS_{ideal} + dS_{residual}$$

$$dS_{ideal} = \int \frac{Cp}{T} dT$$

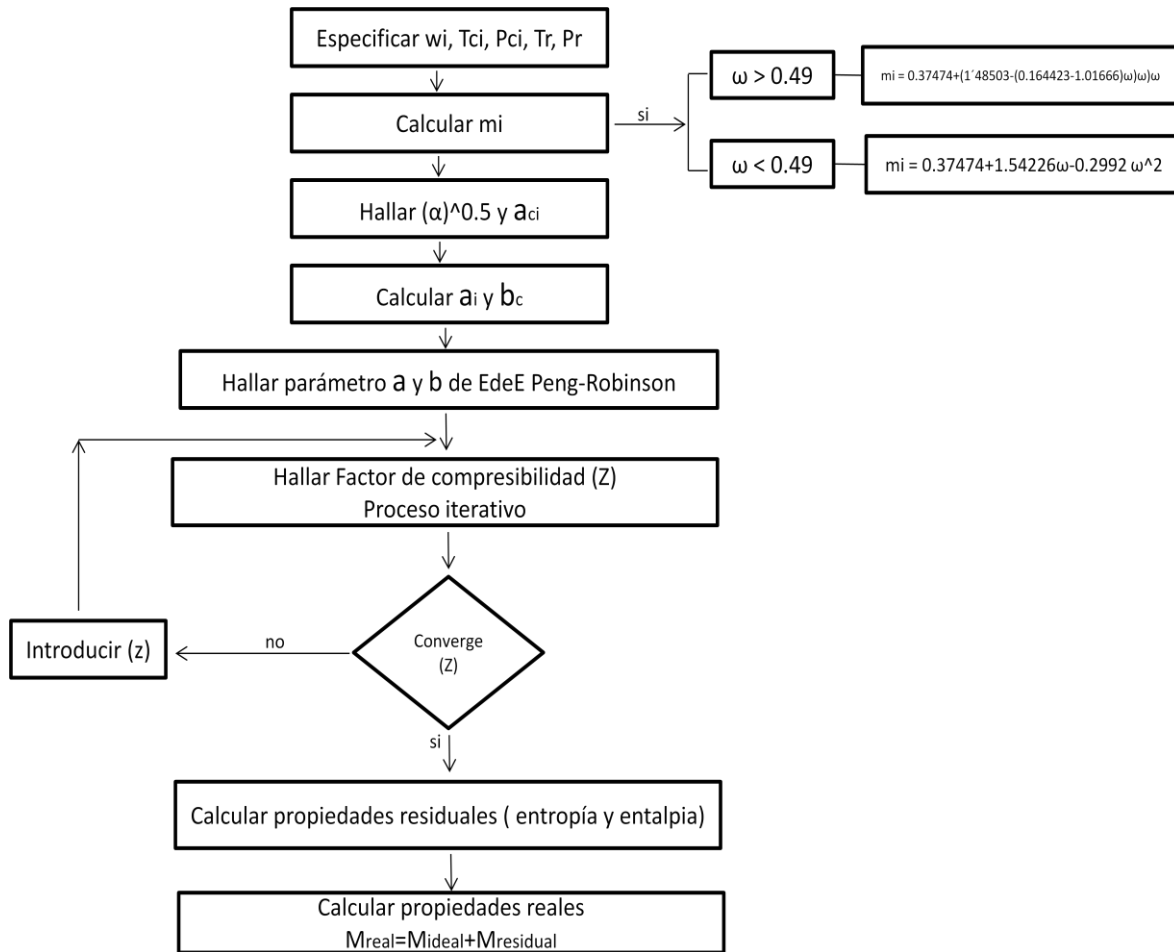
Con Peng-Robinson hallamos los valores de entropía (5) y entalpia (4) para las corrientes de gases de combustión, combustible y aire.

Aspen Hysys incluye dos paquetes de vapor, para la realización de este trabajo se utilizo ASME Steam, este paquete de propiedad se limita a un solo componente, es decir, el agua.

ASME Steam accede a las (ASME Steam tables 1967). Las limitaciones de este paquete de vapor son las mismas que las de la ASME Steam Table, es decir, la presión de menos 15000 Psia y temperaturas superiores a 32°F (0°C) y menos de 1500°C. la referencia básica es el libro "Thermodynamic and transport properties of Steam" Preparado por C.A. Meyer, R.B. McClintock, G.J. Silvestri and R.C. Spencer Jr.20.



Calculo de propiedades a través de la ecuación de estado de Peng-Robinson





ANEXO 8: Descripción planta ABOCOL

Descripción por etapas de la planta de ciclo combinado de Abonos Colombianos S.A ABOCOL.

Los equipos principales de la central son: una turbina de gas, una caldera de recuperación, tres calderas de vapor, una turbina de vapor, un condensador.

En la planta objeto de estudio, la turbina de gas es de combustión interna. Los gases de combustión una vez expansionados en la turbina, salen del grupo para pasar a la cámara de recuperación. Los componentes principales de estas turbinas son el conducto de admisión de aire, los filtros, el compresor, la cámara de combustión y la turbina.

Turbo gas

El aire antes de ser comprimido pasa por un filtro el cual remueve la impurezas para evitar la posible avería de los alabes del compresor, la entrada de aire con gran cantidad de impurezas podría causar

- Erosión de los álabes debido a las partículas solidas.
- Ensuciamiento dando lugar a la formación de depósitos en los alabes lo que puede alterar su posición original, de esta manera la rugosidad de la superficie de metal puede aumentar de forma importante, originando una reducción del caudal movido por el compresor.
- Corrosión, mediante el ataque químico a los álabes, como consecuencia de la reacción de los depósitos de partículas con la superficie del metal, en combinación con la alta temperatura que existente.



Al ser el aire filtrado pasa a la etapa de compresión, se da por medio de un compresor axial que cuenta con 12 etapas de compresión donde en cada una de esas etapas se da un pequeño aumento de presión, el aire en estado estable de referencia antes de entrar en el combustor sufre una compresión, por lo que a la salida del compresor, se encuentra en desequilibrio termodinámico con el ambiente. Esto le proporciona una determinada exergía física. De igual forma pasa con el combustible, el cual también se comprime para ser introducidos al combustor, el movimiento del eje del compresor de aire es dado por la turbina de gas ya q se encuentran acoplados.

En el combustor es donde se da la reacción combustible-aire muy similar al proceso que se da en una caldera pero con la diferencia que esta se está a una presión mayor, el combustor está diseñado para mantener la temperatura de llama adecuada para que se dé un conveniente rendimiento y además se trata de mantener una relación de aire-combustible proporcionado para que se dé la reacción completa.

Al salir los gases del combustor a altas temperatura y presión pasan a la turbina, donde esa energía que traen los gases se transforma en energía mecánica, por medio de una serie de alabes móviles que aprovechan la exergía física que traen los gases, por la expansión de estos en la turbina, la exergía química que poseen los gases de combustión se mantiene con ellos. Los gases de combustión calientes son aprovechados en una zona de recuperación de energía residual, esta zona esta acoplada directamente en la salida de la turbina y es llamada *Heat Recovery Steam Generator* “HRSG” o caldera de recuperación.

El rendimiento de una turbina de gas aumenta con la temperatura de los gases a la entrada de la misma. Esto ha motivado el continuo aumento de esta magnitud, exigiendo al desarrollo de materiales capaces de soportar altas temperaturas. En la actualidad, la temperatura de entrada esta alrededor de los 1300 – 1400 °C,



saliendo los gases a temperaturas superiores a los 600 °C dirigiéndose a la HRSG.

Heat Recovery Steam Generator “HRSG” (Caldera de Recuperación)

La caldera de recuperación es el equipo donde se da el aprovechamiento de los gases residuales que vienen con un desequilibrio químico y termodinámico de la turbina de gas, utilizando la energía contenida en ellos para la generación de vapor, con esto se da el aprovechamiento integral de la energía del combustible con un rendimiento elevado.

La parte de exergía utilizada en las calderas de recuperación es la parte física de los gases residuales, que se aprovecha por la transferencia de calor hacia el agua en los diferentes equipos que componen la caldera de recuperación, el valor de la exergía química se mantiene igual ya que la composición de los gases no cambia a medida que van pasando por la caldera de recuperación, aunque hay HRSG que poseen un combustor para la inyección de combustible en el caso de que sea necesario.

Los componentes de una caldera de recuperación son los mismos que los de una caldera clásica:

- Economizadores, donde se elevan la temperatura del agua de calderas hasta casi la temperatura de ebullición, eso hace que sea situado en la parte donde los gases de combustión se encuentran a menor temperatura y listos para salir a la atmósfera
- Evaporador, ubicado en el centro de la caldera, donde se produce el cambio de fase líquido-vapor (apenas se eleva la temperatura, sólo se vaporiza el agua)



- Sobrecalentadores, hacen que el vapor llegue a un mayor nivel energético, aumente su entalpía, aumentando su temperatura. Está situado próximo al escape de la turbina, donde la temperatura es más alta, 600 °C o más.

La HRSG que utiliza ABOCOL S.A. está compuesta por: (1) Economizador, (1) Evaporador, (2) Sobrecalentadores o Supercalentadores; la caldera es de tipo acuotubular donde el vapor y el agua pasan por el interior de los tubos, mientras los gases circulan por el exterior, donde de esta forma se da la transferencia de calor.

Al pasar gases de combustión y agua-vapor por las zonas de la caldera en contra flujo, los gases de combustión pasan directo a la atmósfera a temperaturas menores de las que se manejarían si salen directamente de la turbina de gas; el vapor sobrecalentado que sale de los supercalentadores va dirigido a una turbina de vapor donde se expanden generando energía mecánica.

Zona de calderas

La planta de generación de energía eléctrica de ABOCOL S.A. tiene una configuración convencional más el acoplamiento de un conjunto de calderas de vapor, que conformaban el ciclo de generación que utilizaban antes de pasar a ser un ciclo combinado, este conjunto de calderas además de suministrar vapor a la turbina, suministra vapor a la planta norte, la planta sur, la planta de NH₃ y la planta de HNO₃.

Son 3 calderas acuotubulares que poseen la misma configuración, poseen una cámara de combustión desde donde se hace pasar los gases de combustión por las diferentes zonas de la caldera hasta salir a la atmósfera, poseen (1) Evaporador, (1) Supercalentador y (1) Calentador de aire ubicado en la chimenea de las calderas con la finalidad de precalentar el aire que llega a la cámara de combustión y de esta manera aumentar el rendimiento de la combustión.



El agua siempre llega al domo inferior del evaporador donde pasa de líquido a vapor, este se acumula en el domo superior, pasa al supercalentador y se le aumenta la temperatura por arriba de la temperatura de saturación llevándolo a vapor sobrecalentado, buscando con esto, que cuando se expanda en la turbina evitar la temperatura de rocío.

Turbo Vapor

En la turbina de vapor se pueden tener las mismas consideraciones que en la turbina de gas, solo que esta vez el fluido de trabajo es vapor, este llega proveniente de la HRSG y el conjunto de calderas aproximadamente a 815 ° F y 602 psig, la turbina que posee la empresa es una turbina monoetapa y axial, el vapor solo pasa por ella una sola vez, comparándolas con turbinas de mayor producción de MW donde el vapor pasa por la turbina 2 o 3 veces en etapas de baja, media y alta presión y donde a la salida de cada etapa se vuelve a llevar el vapor a la HRSG donde hay un recalentamiento.

La turbina produce 9,2 MW aproximadamente, que con la producción de la turbina de gas llegan a $22\text{MW}_{\text{aprox}}$, para una mayor producción de MW se utilizan turbinas con las tres etapas de presión y calderas de recuperación mucho más grande y con un tratamiento especial para el vapor en los 3 niveles diferentes de presión; al finalizar la expansión, el vapor ya ha dado toda la exergía contenida, pasa a condensarse.

En la turbina de vapor se extraen en diferentes puntos vapor a diferentes presiones para realizar intercambios de calor en otras partes del proceso, esto ayuda al rendimiento de la turbina y a mantener condiciones en otros equipos necesarias para que el proceso tenga un buen desempeño.



En las turbinas de vapor se tiene muy en cuenta la temperatura de salida del vapor, debido a que no se quiere que haya condensación en la turbina, esto es muy importante para prevenir problemas de erosión de los alabes de la turbina, la salida del vapor se da en valores mínimos de vapor sobrecalentado evitando la temperatura de rocío y facilitando la condensación al entrar en el condensador.

Zona condensador

Aquí llega el vapor de salida de la turbovapor, es en este equipo es donde cambia a fase líquida ya habiendo entregado toda su exergía en la turbina, llega a alta temperatura pero que no puede ser aprovechable en esta, tocando los 100 °C y a una presión bastante baja, el calor es cedido hacia el agua de refrigeración.

La disposición del vapor se hace en un haz de tubos horizontales, alrededor de estos pasa el agua de refrigeración, los tubos proporcionan una superficie de contacto suficiente entre el agua de refrigeración y el vapor que circula por los tubos; el vapor una vez condensado se recoge en el pozo de condensado de donde se extrae por medio de bombas.

El condensado sale hacia el desairador pasando primero por un intercambiador que aprovecha una extracción de vapor de la turbina, la extracción se recircula al condensador para mantener las condiciones de vacío, el desairador mantiene unas condiciones de 225 °F y 5 psig a este equipo también llega una extracción de la turbina que ayuda a mantener las condiciones.

Al desairador llega el agua desmineralizada que va a las calderas, tanto a la HRSG como a las otras tres calderas generadoras de vapor, el agua de calderas antes pasa por un intercambiador de calor en la planta de amoníaco que aprovecha gran cantidad de calor que es necesario retirar en un proceso de esa planta y se podría decir que llega a una temperatura muy cercana al punto de ebullición a las calderas.



ANEXO 9. Balances energéticos y exergéticos (Adiabáticos)

ENERGETICO TEORICO (ADIABATICO)

Caldera 103

Caldera 103	$h(kW)$	$Q_{des} (kW)$ COMBUSTION	$Q_{des} (kW)$ INTERCAMBIO
20	3.666	1752.382	1.081
37	735.868		
35	9955.797		
47	2741.963		
23	1830.808		
33	321.969		
34	8721.590		

Caldera 104

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des} (kW)$ COMBUSTION	$Q_{des} (kW)$ INTERCAMBIO
21	3,979	1893,794	2,673
29	732,920		
42	10748,465		
44	2765,085		
24	2050,505		
40	358,484		
41	9672,727		

Caldera 305

Corrientes	$h(kW)$	$Q_{des} (kW)$ COMBUSTION	$Q_{des} (kW)$ INTERCAMBIO
22	9,09090909	1893,794988	2,673365048
31	1883,5689		
49	24954,7799		
51	6657,58983		
25	4174,24242		
47	291,909091		
48	22178,1818		



EXERGETICO TEORICO (ADIABATICO)

Zona calderas teórico (Adiabático)

Caldera 103

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$ Combustión	$Ex_d(kW)$ Intercambio
20	10969.377	2017.548	249.014
37	635.986		
35	9587.815		
47	2624.594		
23	1586.222		
33	227.692		
34	8072.736		

Caldera 104

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$ Combustión	$Ex_d(kW)$ Intercambio
21	11906.156	2126.551	241.748
29	637.758		
42	10417.362		
44	2688.799		
24	1776.568		
40	320.784		
41	8942.599		

Caldera 305

Corrientes	$\psi(kW)$	$Ex_d(kW)$ Combustión	$Ex_d(kW)$ Intercambio
22	27196.803	4652.868	726.135
31	1611.039		
49	24154.974		
51	6229.370		
25	3616.586		
47	261.210		
48	20554.843		



ANEXO 10. Eficiencias adiabáticas

caldera 103	EFICIENCIA ENERGETICA	EFICIENCIA EXERGETICA	RADIO DE DESTRUCCION
COMBUSTIÓN	0.850	0.826	0.173
INTERCAMBIO	0.999	0.898	0.021
CALENTADOR AIRE 103	0.916	0.887	0.0069
SISTEMA	0.616	0.539	0.202

caldera 104	EFICIENCIA ENERGETICA	EFICIENCIA EXERGETICA	RADIO DE DESTRUCCION
COMBUSTION	0.850	0.830	0.169
INTERCAMBIO	0.999	0.968	0.019
CALENTADOR AIRE 104	0.928	0.903	0.005
SISTEMA	0.631	0.596	0.194

caldera 305	EFICIENCIA ENERGETICA	EFICIENCIA EXERGETICA	RADIO DE DESTRUCCION
COMBUSTIÓN	0.857	0.838	0.161
INTERCAMBIO	0.999	0.959	0.025
CALENTADOR AIRE 305	0.400	0.398	0.390
SISTEMA	0.628	0.597	0.271



ANEXO 11. Tabla de variación de condiciones el ciclo Joule-Brayton

	horas	T _{sal} (F)	Potencia (MW)	Factor Potencia (%)	W _{generador} (Kw)	W _{TG} (kW)	W _{CA} (kW)	T _{ent} (°F)	P _{ent} (psia)	η	ε
1	8	962	12.7	0.97	13092.78	33571.23	20478.45	2046	221	0.326	0.334
	16	933	11.9	0.96	12395.83	31784.18	19388.35	1964	205.1	0.308	0.316
	24	940	12.2	0.95	12842.10	32928.47	20086.36	2006	219	0.319	0.327
2	32	935	12.2	0.97	12577.31	32249.53	19672.21	1980	210.9	0.313	0.321
	40	948	12.1	0.95	12736.84	32658.56	19921.72	2005	212.6	0.317	0.325
	48	917	12.3	0.95	12947.36	33198.38	20251.01	1993	230.9	0.322	0.330
3	56	938	11.6	0.95	12210.52	31309.04	19098.51	1954	197.2	0.304	0.311
	64	930	11.3	0.94	12021.27	30823.78	18802.50	1931	193.1	0.299	0.307
	72	944	12.2	0.96	12708.33	32585.47	19877.13	1999	212.8	0.316	0.324
4	80	932	12.1	0.96	12604.16	32318.37	19714.20	1980	212.8	0.313	0.321
	88	949	12.1	0.95	12736.84	32658.56	19921.72	2006	212.3	0.317	0.325
	96	932	12.5	0.96	13020.83	33386.75	20365.91	2013	228.4	0.324	0.332
5	104	927	11.9	0.94	12659.57	32460.44	19800.87	1980	216.5	0.315	0.323
	112	945	12.4	0.97	12783.50	32778.21	19994.71	2004	214.5	0.318	0.326
	120	932	12.3	0.97	12680.41	32513.87	19833.46	1986	215.8	0.315	0.323
Promedio		937,6	12.1	0.96	12667.84	32481.66	19813.81	1990	213.5	0.315	0.323



ANEXO 12. Tabla de variación de condiciones el ciclo Rankine

Tiempo (días)	horas	Potencia generada	Factor de potencia	W turbina	P	T	EFICIENCIA ENERGETICA	EFICIENCIA EXERGETICA
1	0	8.5	0.96	8854.10	604	821	0.111	0.115
	8	8.8	0.95	9263.10	602	814	0.116	0.120
	16	7.9	0.97	8144.30	602	799	0.102	0.106
2	24	7.8	0.96	8125	601	817	0.101	0.105
	32	7.7	0.96	8020.80	602	816	0.100	0.104
	40	7.6	0.97	7835.05	602	812	0.098	0.102
3	48	7.7	0.96	8020.80	602	823	0.100	0.104
	56	8.7	0.95	9157.80	602	815	0.114	0.119
	64	8.4	0.96	8750	602	800	0.109	0.113
4	72	8.1	0.96	8437.50	601	812	0.105	0.109
	80	8.6	0.96	8958.30	602	802	0.112	0.116
	88	8	0.96	8333.33	602	791	0.104	0.108
5	96	8.7	0.98	8877.50	601	798	0.111	0.115
	104	9	0.96	9375	600	808	0.117	0.122
	112	8.4	0.93	9032.20	602	802	0.113	0.117
promedio		8.3	0.95	8612.30	602	809	0.108	0.112



ANEXO 13. Tabla de valores para graficas de variación en la eficiencia isentropica en la turbina de gas.

	2046 °F	221			
η_{isen}	W_{TG} (kW)	W_{CA} (kW)	W ciclo (kW)	EFICIENCIA ENERGETICA	EFICIENCIA EXERGETICA
80	29835.662	18199.754	11635.908	0.290	0.297
85	31700.391	19337.238	12363.152	0.309	0.315
90	33565.120	20474.723	13090396	0.327	0.334
95	35429.849	21612.208	13817.641	0.345	0.352
100	37294.205	22749.465	14544.740	0.363	0.371

	1989 °F	214			
η_{isen}	W_{TG} (kW)	W_{CA} (kW)	W ciclo (kW)	EFICIENCIA ENERGETICA	EFICIENCIA EXERGETICA
80	28882.890	17618.563	11264.327	0.281	0.287
85	30688.071	18719.723	11968.347	0.299	0.305
90	32493.251	19820.883	12672.368	0.316	0.323
95	34298.432	20922.043	13376.388	0.334	0.341
100	36103.251	22022.983	14080.268	0.352	0.359

	1931 °F	202.2			
η_{isen}	W_{TG} (kW)	W_{CA} (kW)	W ciclo (kW)	EFICIENCIA ENERGETICA	EFICIENCIA EXERGETICA
80	27744.574	16924.190	10820.384	0.270	0.276
85	29478.610	17981.952	11496.658	0.287	0.293
90	31212.646	19039.714	12172.932	0.304	0.310
95	32946.682	20097.476	12849.206	0.321	0.328
100	34680.371	21155.026	13525.344	0.338	0.345



ANEXO 14. Tabla de valores para graficas de variación en la temperatura de entrada en la turbina de gas.

		η_{isen} 85% -200 psig	200 psig			
T_{ent} Turbina gas ($^{\circ}F$)	T_{sal} Turbina gas ($^{\circ}F$)	W turbina (kW)	W compresor	W ciclo (kW)	η	ϵ
1789	869.6	28075.100	17125.811	10949.289	0.273	0.279
1889	933.4	29380.450	17922.074	11458.375	0.286	0.292
1989	997.3	30688.071	18719.723	11968.347	0.299	0.305
2089	1061	31997.070	19518.212	12478.857	0.311	0.318
2189	1126	33307.909	20317.825	12990.084	0.324	0.331

		η_{isen} 90 % -200 psig	200 psig			
T_e Turbina gas ($^{\circ}F$)	T_s Turbina gas ($^{\circ}F$)	w turbina (kW)	w compresor	w ciclo (kW)	η	ϵ
1789	813	29726,576	18133,211	11593,364	0,289	0,29
1889	874.9	31108,711	18976,314	12132,397	0,303	0,309
1989	936.2	32493,251	19820,883	12672,368	0,316	0,323
2089	998.1	33879,250	20666,343	13212,907	0,330	0,337
2189	1060	35267,198	21512,991	13754,207	0,343	0,351

		η_{isen} 100 % -200 psig	200 psig			
T_e Turbina gas ($^{\circ}F$)	T_s Turbina gas ($^{\circ}F$)	w turbina (kW)	w compresor	w ciclo	η	ϵ
1789	698	33029.199	20147.811	12881.387	0.322	0.328
1889	755.6	34564.889	21084.582	13480.307	0.337	0.344
1989	812	36103.251	22022.983	14080.268	0.352	0.359
2089	870	37643.235	22962.373	14680.861	0.367	0.374
2189	927	39181.857	23900.933	15280.924	0.382	0.390