



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN  
INGENIERÍA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**OPTIMIZACIÓN TERMOECONÓMICA PARA  
CICLOS COMBINADOS DE POTENCIA**

**T E S I S**

QUE PARA OPTAR EL GRADO DE:

**DOCTOR EN INGENIERÍA**

ENERGIA- PROCESOS Y USO EFICIENTE DE ENERGÍA

P R E S E N T A:

**M.I. HERRERA TOLEDO RODOLFO ALBERTO**

TUTOR

**DR. FEDERICO MENDEZ LAVIELLE**

2012

**UN/M**  
**POSGRADO** 



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Presidente: **Dr. Fernández Zayas**

Secretario: **Dr. Federico Méndez Lavielle**

Vocal **Dr. Jaime Cervantes de Gortari,**

1er Suplente **Dr, Gabriel León de los Santos**

2do Suplente **Dr. Arturo Palacio Pérez**

,,y

TUTOR DE TESIS:  
DR. FEDERICO MENDEZ LAVIELLE

---

FIRMA

## AGRADECIMIENTOS

A la **Universidad Nacional Autónoma de México**, por todo lo que me ha dado, solo tengo palabra de agradecimiento, ojala tus estudiantes siempre se esfuercen y entreguen lo mejor de si para que sigas con la grandeza que tienes hoy en día.

A mi tutor de tesis el **Dr. Federico Méndez Lavielle** de quien he aprendido muchísimo estos últimos tres años gracias por todo su apoyo, consejos, y paciencia para que pueda culminar el logro mas importante en mi vida académica.

A mi comité académico Al **Dr. Fernández Zayas, Dr. Cervantes de Gortari, Dr, León de los Santos, y Dr. Palacio Pérez**, por todos sus consejos, comentarios, y buenos momentos .

Mención especial a quien considero mi maestro **Dr. Augusto Sánchez Cifuentes** a quien agradezco el haberme enseñado lo hermosa que es la termodinámica, y la exergía, polémica para muchos pero fascinante para otros, además de muchas cosas mas que me ha enseñado en los años que he colaborado a su lado.

Al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología**, por la beca que me otorgo para que pudiera realizar mi sueño de lograr el titulo de Doctor en Ingeniería. Y por la oportunidad de asistir a un congreso internacional.

A mi **Familia y Amigos**, por ser un apoyo en cada momento complicado, que la verdad no han sido muchos, se que puedo contar con ustedes, por que también he aprendido a mucho como persona de todos ustedes

## INDICE

	<b>Descripción</b>	<b>Página</b>
	Introducción	
	<b>CAPÍTULO 1 ESTADO DEL ARTE</b>	
1	Antecedentes.	1
1.1	El segundo principio de la termodinámica ( <i>Exergía</i> ).	3
1.2	Propósito y mejoramiento	6
1.3	Eficiencia energética	9
1.4	Proceso de formación de los costes	11
1.5	Eficiencia, Costos y Termoeconomía	13
	<b>CAPÍTULO 2 MODELO TERMODINÁMICO</b>	
2	Limitación del sistema y costo de los recursos naturales	15
2.1	Localización y descripción del ciclo combinado	16
2.2	Balances de primera ley	19
2.3	Balance de sistema $U - 4$ .	22
2.4	Balances de exergía.	26
	<b>CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA TERMODINÁMICA</b>	
3	Teoría del costo exergético	29
3.1	Sistema Térmico	29
3.2	Estructura Productiva	30
3.3	Reglas de asignación de costos exergéticos.	36
3.4	Determinación de los costos exergéticos.	38
3.5	Componentes disipativos	42
	<b>CAPÍTULO 4 ANALISIS DE MALFUNCIONES Y DISFUNCIONES</b>	
4	Más allá de la Teoría de Costo	44
4.1	Modelo de un proceso productivo-disipativo.	45

4.2	Diagnóstico termoeconómico	50
4.3	Análisis de Malfunción y Disfunción	53
4.4	Impacto en Fuel y Disfunción	55

## CAPÍTULO 5 OPTIMIZACIÓN DEL CICLO COMBINADO

5	Propuestas de optimización de ciclo combinado	58
5.1	Estructura productiva	59
5.2	Metodología termoeconómica aplicada al Ciclo Combinado Tula	61
5.3	Resultados del Ciclo Combinado Tula	65

## CAPÍTULO 6 ANÁLISIS DE SISTEMA DE CAPTURA CO<sub>2</sub>

6.	Producción de energía eléctrica y CO <sub>2</sub>	71
6.1	Tecnologías de captura de CO <sub>2</sub>	73
6.2	Estructura productiva de Sistema de Captura de CO <sub>2</sub>	75
6.3	Balances de exergía y eficiencia ciclo combinado con CO <sub>2</sub>	78
6.4	Malfunciones y Disfunciones del ciclo combinado con captura	81
	Conclusiones	85

	BIBLIOGRAFÍA	88
--	--------------	----

### APÉNDICES

	Apéndice I Características del Equipo Principal	92
	Apéndice II Tablas de estados termodinámicos	98
	Apéndice III Matriz de incidencia Ciclo Combinado	105
	Apéndice IV Ecuaciones de costo exergético	111
	Apéndice V Resultados exergéticos	115
	Apéndice V Calculo de sistema de Absorción CO <sub>2</sub> - Monoetanolamina	117

## NOMENCLATURA

### Escalares

$P$	Presión	kPa
$T$	Temperatura	°K
$\dot{m}$	Flujo másico	kg/s
$\dot{E}$	Flujo de Energía	kW
$\dot{Q}$	Flujo de Calor	kW
$b$	Exergía específica	kJ/kg
$\dot{W}$	Flujo de Trabajo	kW
$h$	Entalpía específica	kJ/kg
$s$	Entropía específica	kJ/kg K
$H$	Entalpía total	kW
$S$	Entropía total	kW
$N$	Flujo molar	kmol/s
$B_Q$	Exergía de un flujo de calor	kW
$B_W$	Exergía de un flujo de trabajo	kW
$PCI$	poder calorífico inferior	kJ/kg
$C$	Costo total de planta	\$/año
$a, b$	Coefficientes operativos	\$/kW
$\Pi_F$	vector de costo termoeconómico del recurso	\$
$\Pi_P$	vector de costo termoeconómico del producto	\$
$Z_T$	vector total de costo termoeconómico	\$
$Z^{NE}$	costos no exergéticos	\$
$Z_j$	costos exergéticos $Z$ de corriente	\$
$\dot{B}$	Exergía de flujo	kW
$I$	irreversibilidad	kW
$F$	Exergía de fuel (recurso)	kW
$P$	Exergía de producto	kW
$S_{gen}$	Entropía generada	kW/K

$B^*$	Costo exergético	kW
$\kappa$	consumo exergético	kW
$F$	Exergía de Fuel	kW
$P$	Exergía de Producto	kW
$F^*$	Costo exergético de Fuel	kW
$P^*$	Costo exergético de Producto	kW
$C_p$	capacidades caloríficas	kJ/kg K
$L$	Exergía de pérdidas	kW
$A$	matriz de incidencia $n \times m$	
$E$	Vector de energías $n \times 1$	
$m$	Numero de flujos de energía o exergía o ecuaciones del sistema	
$n$	Número de componentes en el sistema.	
$B$	Vector de exergía $n \times 1$	
$B_d$	Vector de destrucción de exergía $n \times 1$	
$\kappa^*$	Costo exergético unitario	
$f_0$	flujos de entrada al sistema	
$f_1$	flujos que forman el producto de una componente	
$y$	Fracción de recurso	
$\rho_{3,j}$	Coefficiente de porción de entropía generada	
$ij$	De la componente $i$ –ésima a la componente $j$ –ésima	
$R$	Exergía de residuo	kW
$R^*$	Costo exergético de Residuo	kW
$\kappa_p^e$	Coste unitario del producto debido a las irreversibilidades	(kW/kW)
$\kappa_p^r$	Coste unitario del producto debido a los residuos	(kW/kW)
$\kappa_p$	Coste unitario del producto	(kW/kW)
$\kappa_F$	Coste unitario del recurso	(kW/kW)
$\kappa_p^*$	Coste exergético del producto	(kW)



$\kappa_F^*$	Coste exergético del recurso	(kW)
$\kappa_R^*$	Coste exergético del residuo	(kW)
$x$	Valores variables de operación. de la planta	
$x^0$	Valores variables de diseño de la planta	
$\Delta P_{s,i}$	Incremento de producto final en la componente i	
$MF$	malfunción interna,	kW
$MF^r$	malfunción externa	kW
$DF$	disfunción,	kW
$MF^*$	costo de la malfunción,	kW

### Subíndices

$F$	Fuel
$P$	Producto
$rev$	Reversible
$ent$	entrada
$sal$	salida
T	Total de la planta
$i, j,$	Índice de Componente, especie química, o flujo
$k, h$	Índice de Componente
0	Estado ambiente de referencia

### Símbolos Griegos

$\eta$	Eficiencia	
$\mu$	potencial químico	kJ/kmol
$\Delta$	Incremento	
$\phi$	Coeficientes de irreversibilidad	
$\psi$	Coeficientes de residuo	

### Superíndices

0	Condiciones de diseño
	Condición operativa
e	irreversibilidad
r	residuo

k Índice de componente

### Abreviaciones

<i>U – 4</i>	Sistema turbina de gas unidad 4
<i>R<sub>AC</sub></i>	Reglas de asignación de costos.
<i>F – P</i>	Estructura Fuel - Producto
<i>CC</i>	Cámara de Combustión
<i>CG</i>	Compresor de Gas
<i>TG</i>	Turbina de Gas
<i>PC</i>	Post combustor
<i>HRSG</i>	Caldera de Recuperación
<i>GE</i>	Generador Eléctrico
<i>SS</i>	Chimenea de gases
<i>JUNT</i>	Unión
<i>BIF</i>	Bifurcación
<i>FW</i>	Agua de alimentación
<i>HE</i>	Intercambiador de calor
<i>RB</i>	Reboiler
<i>ECO</i>	Economizador
<i>SD</i>	Cabezal de vapor
<i>WP</i>	Bomba de agua
<i>DEA</i>	Deareador
<i>COND</i>	Condensador
<i>GEI</i>	Gases de efecto invernadero
<i>MEA</i>	Monoetanolamina.
<i>PG</i>	pre-enfriador de gases de combustión
<i>BG</i>	Booster de gases de combustión
<i>IM</i>	Intercambiador de calor MEA
<i>AM</i>	Absorbedor MEA
<i>DM</i>	Desorbedor MEA
<i>BM</i>	Bomba MEA
<i>CM</i>	Enfriador de gases de combustión

## INTRODUCTION

It is well known in the specialized literature that the thermoeconomic diagnosis of combined cycle power plants is one of the most relevant applications of the thermoeconomic analysis. This methodology that takes into accounts the irreversibilities and inefficiencies of the processes, allows us to identify the real causes for the additional fuel consumption in combined power plants. Based on the above procedure, this work aims to predict the malfunction and dysfunction distributions for a typical combined cycle power plant located at Tula Hidalgo Mexico. In order to carry out the proposed analysis, we perform the following steps: first, the energy balances for the complete combined cycle with the aid of the first thermodynamics law. The above estimations are achieved through the Thermoflex software by taking into account energetic considerations. Second, we calculate the corresponding exergy destruction balances by introducing the concept of exergetic unit cost. Finally, as a third step we apply structural theory and symbolic Thermoeconomic for constructing the malfunction and dysfunction analysis, showing clearly that for the considered combined cycle the irreversibilities are basically increased through dysfunctions. In the present case and with the evaluation of the malfunction-dysfunction matrix (intrinsic and extrinsic irreversibility), the impact of the above irreversibilities are showing through the propagation of these in the combined cycle. This matrix contains for each device or equipment used in the cycle, specific information related to the inefficiencies of the plant and the effects of each device on the whole plant, including a system for capturing carbon dioxide.

## INTRODUCCIÓN

Es bien sabido en la literatura especializada que el diagnóstico termoeconómico en Plantas de potencia de Ciclo Combinado, es una de las aplicaciones más relevantes del análisis termoeconómico. Esta metodología que toma en cuenta las irreversibilidades y las ineficiencias de los procesos, nos permite identificar las causas reales para el consumo adicional de combustible en las centrales de Ciclo combinado. Con base en el procedimiento anterior, este trabajo tiene como objetivo predecir la distribución de las malfunciones y las disfunciones para una típica central de ciclo combinado ubicada en Tula Hidalgo México. Con el fin de llevar a cabo el análisis propuesto, realizamos los siguientes pasos: en primer lugar, los balances de energía para el ciclo completo junto con la ayuda de la ley de la termodinámica en primer lugar. Las estimaciones anteriores se consiguen a través del software Thermoflex teniendo en cuenta las consideraciones energéticas. En segundo lugar, se calculan los balances correspondientes a la exergía destruida con la introducción del concepto de costo unitario exergético. Finalmente, como tercer paso se aplica la teoría estructural y simbólica termoeconómica para la elaboración del análisis de malfunción y disfunción, que muestra claramente que para el ciclo combinado considerado las irreversibilidades se incrementan básicamente, a través de las disfunciones. En el presente sistema, con la evaluación de la matriz de mal función-disfunción (irreversibilidad intrínseca y extrínseca), el impacto de las irreversibilidades anteriores se muestra a través de la propagación de estas en el ciclo combinado. Esta matriz contiene para cada dispositivo o equipo utilizado en el ciclo, información específica relacionada con las deficiencias de la planta y los efectos de cada dispositivo en toda la planta, incluyendo un sistema de captura de dióxido de carbono.

## Planteamiento del problema

La primera ley de la termodinámica se sigue utilizando en la mayoría de los sistemas energéticos como método de análisis. La solución para una mejora en el análisis de los ciclos de potencia se basa en encontrar la mejor utilización de los recursos, debido a que el análisis combinado de primera ley junto con la segunda ley de la termodinámica, se enriquece debido a la siguiente premisa:

*“Tarde o temprano, todo flujo energético acaba por convertirse en calor a la temperatura ambiente y deja de tener utilidad”.*

Podemos agregar que el concepto de exergía no es reciente y sin embargo en nuestro país no está muy arraigado su uso. Los artículos publicados al respecto son pocos, y sobre todo en el aspecto de malfunciones y disfunciones. La optimización del ciclo combinado, cuya finalidad es la producción de energía eléctrica a partir de un combustible fósil debe llevarnos a la minimización de la irreversibilidad.

Creemos que la aplicación de una metodología, como a través del análisis de cuantificación de irreversibilidad tanto la propia de un componente “intrínseca” como la otorgada por otro “inducida”, puede aportarnos una mejor utilización de los recursos energéticos, por lo tanto, ver la factibilidad de la mejora en la eficiencia del ciclo combinado completo.

Por otra parte, que este trabajo puede ser capaz de demostrar la relevancia de este tipo de análisis al tener un panorama más amplio con la estructura productiva, y tratar de generalizar la metodología para los ciclos combinados tratando de resaltar cuáles serían los posibles impedimentos para llevar a cabo esto último.

El camino que se ha recorrido para este trabajo ha sido sinuoso y nada trivial, pero ha valido la pena para dejar en claro el objetivo de todo esto demostrar que la cuantificación de irreversibilidad puede ayudarnos a determinar la degradación de la calidad de la energía y tratar de consumir menos recurso para obtener la misma cantidad de producto del sistema.

## CAPÍTULO 1 ESTADO DEL ARTE

### 1 Antecedentes.

Para hablar de optimización en los ciclos de potencia, es indispensable partir de las bases fundamentales de la Termodinámica. Esta última estudia los procesos de transformación de la energía y permite a través de su primer principio llamado *Primera Ley de la Termodinámica*, cuantificar la cantidad de recursos naturales (combustible) consumidos en un proceso determinado y conocer el costo en términos del capital invertido.

Se sabe que disponer de una cantidad de energía determinada no es suficiente para llevar a cabo el proceso requerido; es decir, se necesita un elevado potencial para realizar una acción determinada. Lo anterior tiene un gran valor tanto en términos energéticos como económicos y guarda una íntima relación con el segundo principio de la Termodinámica, que se tratará de forma extensa a lo largo de todo este trabajo.

En términos físicos este potencial intensivo, como se verá más adelante, se mide a través de la presión, la temperatura, el potencial químico, la altura, el campo magnético, etc. Lo anterior en términos económicos, se mide con la riqueza generada, la densidad de información, etc.

Si se liberan los factores que mantienen a nuestro sistema con ese elevado potencial intensivo y se deja evolucionar sin producir ningún efecto útil, estos potenciales disminuirán hasta equilibrarse con los de su entorno, y en consecuencia la masa y la energía del conjunto del sistema no habrán cambiado. Sin embargo, un análisis más cuidadoso sobre la calidad de la energía, permite apreciar que el sistema sufre cambios a través de un potencial que se llama la *entropía*, y para un sistema físico es función de sus potenciales intensivos, y se define de tal manera que la *generación de entropía* del sistema crece más, cuanto menos efectos útiles produzca el sistema al estar evolucionando dinámicamente.

Lo anterior y desde el punto de vista económico, significa que la cantidad de dinero circulante no se habrá modificado, por no producirse ningún efecto útil; sin embargo, la ganancia económica que se pudo haber obtenido de haber sido un efecto favorable, si habrá cambiado.

Con ello es claro que la entropía tiene efectos sobre esas ganancias, por lo que la *Segunda Ley de la Termodinámica* se puede definir también (además de los conceptos de calidad, eficiencia de una máquina térmica, reversibilidad de procesos, etc.) en términos del concepto de *utilidad*.

La economía, enmarcada en el ámbito de las ciencias sociales, esta relacionada con el uso y distribución de los recursos naturales, puesto que éstos últimos dependen de los sistemas productivos y el desarrollo tecnológico. La actividad económica se puede considerar, bajo un enfoque termodinámico simplificado, como un sistema que se desarrolla consumiendo recursos e intercambiando bienes y servicios, para el que es indispensable de una estructura compleja, de la misma manera como opera el ciclo combinado que se analiza en este trabajo. Bajo esta premisa, es evidente que exista una relación entre ambas disciplinas.

En la actualidad en la literatura especializada se llevan a cabo esfuerzos muy importantes para el entendimiento racional de los sistemas termodinámicos y no solo de aquellos que integran el objeto de estudio del presente trabajo: los ciclos de potencia. En particular, las metodologías termodinámicas para analizar la optimización de los ciclos combinados se han desarrollado y fundamentado gracias a los esfuerzos de algunos autores importantes, entre estos se puede citar los trabajos pioneros de A. De Vos [1], G. Tsatsaronis [2] y A. Valero [3]. Como se puede percibir claramente en estas contribuciones científicas, el enfoque metodológico suele partir del uso de la segunda ley de la termodinámica de tal forma que se pueda establecer un concepto unificado de la entropía y la economía. En esta dirección, el término *Termoeconomía* fue acuñado en 1962 por el ingeniero Myron Tribus, y fue desarrollado por el estadístico y economista Nicholas Georgescu-Roegen, como menciona Yehia [4].

La Termoeconomía también llamada la "economía biofísica", es una escuela de la economía heterodoxa que aplica a la teoría económica, las leyes de la Termodinámica para sentar las bases teóricas de una ciencia del ahorro de la energía y que permita obtener modelos que recojan la limitación que supone no disponer de una cantidad ilimitada de recursos naturales. Yehia [4]. Con lo anterior, se busca identificar los criterios generales que coadyuven a evaluar la eficiencia y el costo de sus productos en sistemas con un consumo intensivo. En la actualidad además, juega un papel fundamental, tomar en cuenta la emisión de los residuos al ambiente de estos sistemas energéticos que representan, como

es bien conocido, un problema fundamental a nivel mundial por los efectos negativos que se derivan de la operación de estos sistemas.

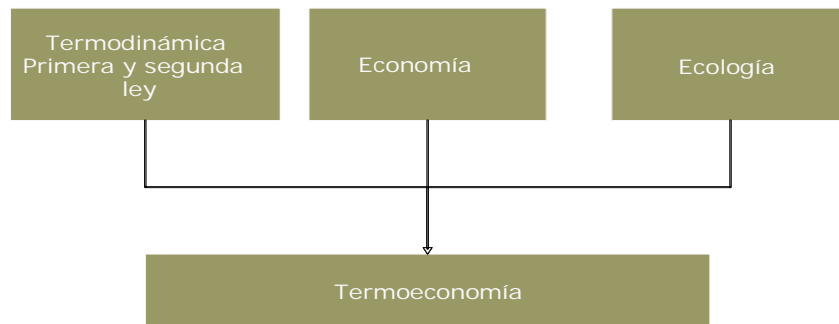


Figura 1.1 Bases de la termoeconomía.

En consecuencia y derivado de lo anteriormente dicho, la economía ecológica se concentra en el estudio de las interrelaciones entre la naturaleza (de sus componentes biótico y abiótico) y el proceso económico figura 1.1. De esta forma, esta disciplina puede detectar procesos, que desde un punto de vista monetario sean redituables para la sociedad, pero simultáneamente generar desequilibrios en el ecosistema, que pongan en riesgo la sustentabilidad en el largo plazo. Yehia [4].

En la siguiente subsección y con objeto de establecer los principios que se utilizarán a lo largo del presente trabajo se introducen las bases de la teoría termoeconómica, mediante el empleo del Segundo Principio de la Termodinámica y la utilización del concepto de exergía.

### 1.1 El segundo principio de la termodinámica (Exergía).

Recordando el concepto de utilidad mencionado anteriormente, es indispensable que en el sentido termodinámico estricto, se defina siempre un estado de referencia, ya que el concepto de utilidad se establece de acuerdo a un determinado nivel del llamado *estado ambiente de referencia*, y será tanto mayor cuanto más alejados tenga sus potenciales intensivos respecto a los de su entorno. El entorno actúa entonces como un atractor.



Por otra parte, el concepto con el que se contabiliza en Física la capacidad de llevar a cabo una acción medible sobre un sistema es a través del uso de la energía. Sin embargo, de acuerdo con el Primer Principio de conservación de la energía, este solo puede establecer las transformaciones de energía pero no hacer afirmaciones sobre la calidad de la energía.

En consecuencia, si se quiere caracterizar o poner en evidencia aspectos relativos a la calidad de la energía, será indispensable definir en términos reales y tangibles la capacidad de realizar algo, y que en términos económicos, resulte obvio que no tendrá el mismo valor una cantidad de kilowatts hora eléctricos, con que se mueve una maquinaria, que los kilowatts hora, disipados en un intercambiador de calor. No todos los tipos de energía tienen la misma calidad, por eso la utilidad termodinámica, habrá que medirla en unas unidades de magnitud que especifique por si misma su calidad.

A la utilidad termodinámica, se le conoce como *energía disponible* o *exergía*. El uso combinado de ambos Principios (primera y segunda ley de la termodinámica), permite llegar a esta propiedad, que mide la distancia termodinámica entre un producto y su entorno. Obviamente la exergía, es tanto mayor cuando más alejados del entorno estén los potenciales intensivos del sistema. Valero [3].

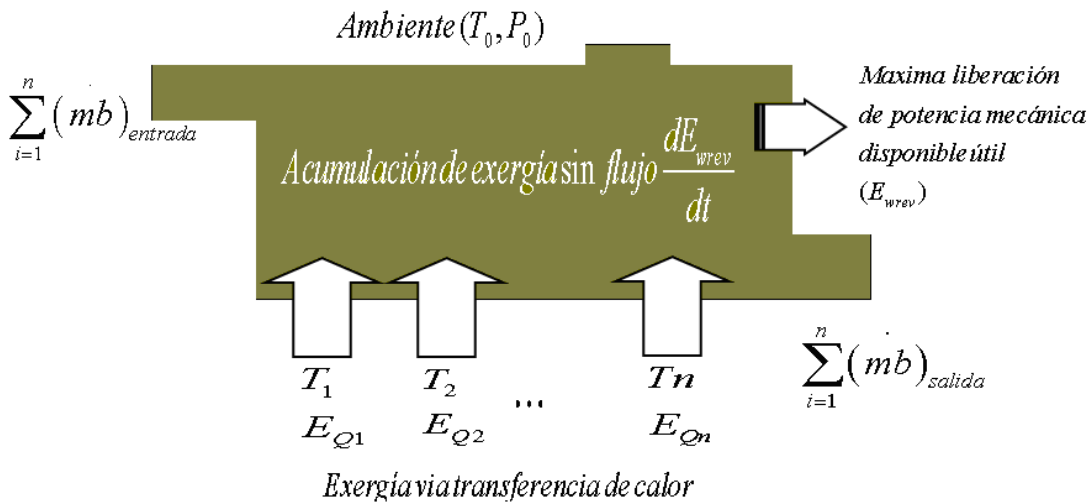


Figura 1.2. Contabilidad de exergía para un sistema abierto.

Para un sistema abierto como se puede apreciar en la figura 1.2, se tiene potencial térmico y mecánico a través de la diferencia de temperatura y presión con un ambiente  $T_0$ ,  $P_0$ , de

referencia fijo. La forma en que se calcula esa energía disponible  $W_{rev}$ , depende del tipo de flujo que se tenga y la exergía total de un flujo de materia  $\dot{m} \cdot b$ , puede escribirse como la suma de las componentes física, química, cinética y potencial.

Las exergías cinética y potencial son totalmente convertibles en trabajo y por tanto coinciden con su energía. Para un volumen de control abierto, la componente física y química de la exergía de un flujo de materia se calcula mediante la siguiente relación:

$$\dot{B}_i = \dot{H} - \dot{H}_0 - T_0(S - S_0) - \sum_{i=1}^n \mu_i(N - N_0) , \quad (1.1)$$

donde  $H$  y  $S$  representan la entalpía y entropía; respectivamente y  $N$  representa el flujo molar de la componente ó especie química  $i$  del y  $\mu_i$  su potencial químico. El subíndice 0, representa el valor de esas magnitudes en las condiciones relativas al estado de referencia.

La exergía de un flujo de calor  $\dot{Q}$ , cedido a un sistema a una temperatura  $T$ , viene dado por:

$$\dot{B}_Q = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) , \quad (1.2)$$

Mientras que la exergía de un flujo de trabajo  $\dot{B}_W$ , coincide con su energía  $\dot{W}$ , mediante la expresión:

$$\dot{B}_W = \dot{W} . \quad (1.3)$$

Como ejemplo de la exergía química de combustible, se presenta la ecuación empírica de exergía de combustible gaseoso de acuerdo a la composición molar de dicho combustible de acuerdo al número de carbonos  $\alpha$ ,  $\beta$ , y al poder calorífico inferior  $PCI$ , como puede apreciarse con ayuda de la ec. (1.4). Zaleta [5].

$$\frac{b}{PCI} = \left( 1.033 + 0.0169 \left( \frac{\beta}{\alpha} \right) \right) - \left( \frac{0.0698}{\alpha} \right) \% \quad (1.4)$$

Por último y como ya se ha señalado, es muy importante definir adecuadamente las condiciones que caracterizan el estado ambiente de de referencia, pero se hablará de ello en

su momento cuando se realice la descripción de la planta objeto de estudio y los parámetros ambientales *in situ*.

## 1.2 Propósito y mejoramiento

Se ha resaltado que cuando se llegue a un equilibrio completo entre el entorno o alrededores y los sistemas, estos últimos serán incapaces de realizar alguna acción. En caso contrario se tienen siempre energía disponible. Por ejemplo, las fuerzas de la Naturaleza disipan continuamente energía utilizable, como es el caso del Sol, que cede enormes cantidades de energía que la Tierra absorbe en una mínima parte, y se convierte en luz, calor, vapor de agua, sustancias químicas, movimiento de masas y vida. Pero en el caso anterior, las transformaciones se llevan a cabo sin la intervención del hombre; desde luego que este tipo de sistemas tienen cierta limitación en la energía disponible (calidad), sin la intervención de una máquina térmica. Sólo el hombre diseña conscientemente sistemas capaces de canalizar de manera apropiada esta *exergía* en los productos que desea.

La diferencia entre el poder de la naturaleza y el del hombre está en el *propósito*. La naturaleza no es propositiva, tiende a anular diferencias de potencial allí donde existen. El hombre en cambio, se aprovecha de las fuerzas de la naturaleza para conseguir aquello que desea, pero en la actualidad ya no se conforma con la realización de las actividades requeridas a costa de una cantidad de recurso, sino también trata de hacer más eficientes los sistemas termodinámicos, a través de la termoeconomía.

La finalidad central de la Termoeconomía es cuantificar los costos de producir un bien o servicio, en un sentido general, es la cantidad de recursos necesarios (energéticos y monetarios), para obtenerlo ya que el proceso ineficiente conlleva más recursos, de acuerdo con lo citado por Franco [6].

Existen en la actualidad varias escuelas de la Termoeconomía, cuyo fin básico es llevar a cabo el objetivo de optimizar la eficiencia de un sistema al mejor costo posible. Para cumplir con lo anterior, se hace uso de la *función de costo termoeconómico*,  $f_{CT}$ . De acuerdo a la forma en que se aborda la  $f_{CT}$ , es como se puede clasificar las escuelas de la termoeconomía como se puede apreciar en la figura 1.3. Esta clasificación se basa en la

forma en cómo se definan los conceptos de irreversibilidad y endoreversibilidad de los procesos involucrados. Bejan [7].

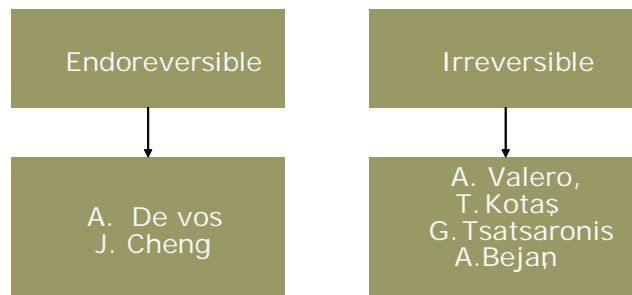


Figura 1.3 Escuelas de la Termoeconomía.

Partiendo de la definición de sistema endoreversible como aquel en el que la temperatura del fluido de trabajo se encuentra a una diferente temperatura que la fuente de suministro de calor al sistema de acuerdo a De Vos y Gyftopoulos [1,8] y de acuerdo a la figura 1.4 la temperatura  $T_1$ , sería la temperatura máxima del hogar donde se lleva a cabo la combustión, mientras que la temperatura  $T_3$  correspondería a la temperatura del vapor en un ciclo Rankine.

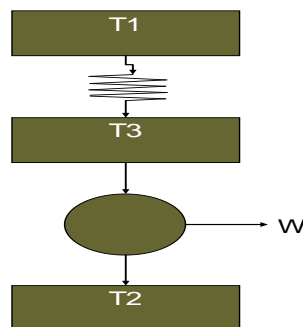


Figura 1.4. Diagrama de sistema endoreversible.

La termodinámica endoreversible al igual que la termodinámica irreversible investiga que la mejor eficiencia debe ser con los costos de recurso más bajos, para lograr la recuperación económica. Por lo tanto el punto de optimización se encuentra entre el punto de máxima potencia y el punto de máxima eficiencia. De Vos [1].

Para llevar a cabo lo anterior es indispensable que el costo de funcionamiento de una planta conste de dos partes: Un costo de capital, que se asume proporcional al tamaño del sistema

y un gasto de combustible y por tanto también proporcional a la producción de calor  $Q$ . De esta manera, se pretende encontrar una función  $f_{CT}$ , como se mencionó previamente, que incluya los costos monetarios del recurso del sistema y del proceso productivo (amortización operación y mantenimiento), entonces la  $f_{CT}$  para un sistema endoreversible se puede expresar mediante la siguiente relación, Bejan [9]:

$$C = (a \times Q_{\max}) + (b \times Q) \quad . \quad (1.5)$$

Donde  $C$  representa la suma de costos;  $Q_{\max}$  es el calor máximo apropiado para el tamaño de la planta y los coeficientes  $a$  y  $b$ , son cantidades con dimensiones de capital sobre unidades de energía. En consecuencia, el beneficio se puede expresar como el cociente del trabajo  $W$ , entre el costo  $C$ , expresado en unidad de energía sobre unidad monetaria y esta es la cantidad que debe ser maximizada<sup>1</sup>,

$$q = \frac{W}{C} \quad . \quad (1.6)$$

Por ejemplo, la  $f_{CT}$  para un sistema irreversible se muestra a continuación,

$$\Pi_F + Z_T = \Pi_P \quad , \quad (1.7)$$

donde  $\Pi_F$  representa el vector de costo termoeconómico del recurso,  $\Pi_P$  representa el vector de costo termoeconómico del producto, y por último, el vector total de costo termoeconómico es  $Z_T$ .

Siendo  $Z_T$  compuesta por los costos fijos y variables (costos de combustible de operación y mantenimiento de la planta); es decir, mediante la suma de los costos exergéticos  $Z$  de cada corriente ( $j$ ), y denotado mediante  $Z_j$ , más los costos no exergéticos  $Z^{NE}$ , de la misma corriente  $j$ , como se puede apreciar en la ecuación siguiente, Valero [3]:

---

<sup>1</sup> La descripción completa de la función de costo puede verse en De Vos [1]

$$Z_T = \sum_{i=1}^n (Z_j + Z_j^{NE}) \quad . \quad (1.8)$$

En este punto es importante entonces decidir entre el uso de la termoeconomía endoreversible y la irreversible. Lo anterior puede basarse tomando como referencia el cuadro comparativo de la figura 1.5 en el que se muestran las ventajas y desventajas de cada una de las escuelas de la termoeconomía.

	Ventajas:	Desventajas:
Endoreversible	El análisis se realiza con los datos de diseño. La FCT es fácil de cuantificar por que se trata de datos totales de planta	Análisis permite detectar la irreversibilidad de forma global. No considera la irreversibilidad de algunos operaciones unitarias.
Irreversible	FCT incluye ver donde y como se propaga la irreversibilidad. Ofrece una mejor visión de donde y que se debe o puede modificar	Requiere los datos de planta de diseño y operativos. Requiere conocimiento previo del proceso para plantear la estructura productiva.

Figura 1.5. Cuadro comparativo escuelas de la termodinámica.

### 1.3 Eficiencia exergetica.

Si se quiere crear una teoría que explique tanto los procesos naturales como la actividad humana es indispensable incluir en nuestras ecuaciones, el concepto de propósito, que como ya se mencionó, es aquello que se desea obtener. El Segundo Principio de la Termodinámica establece que la exergía de entrada  $\dot{B}_{ent}$ , en un sistema que realice un proceso menos la exergía de salida  $\dot{B}_{sal}$ , será igual a la irreversibilidad  $I$ , y lo anterior se puede escribir como, Bejan [10]:

$$\dot{B}_{ent} - \dot{B}_{sal} = I > 0 \quad . \quad (1.9)$$

Este mismo concepto de propósito permite establecer la posibilidad de formular lo que el analista define como un recurso para el sistema y lo que es un producto del mismo, características que serán detalladas más adelante en el capítulo 3. Lo anterior permite definir el concepto de *eficiencia*  $\eta$ , que mide el grado de perfección de una máquina. Este concepto de la termodinámica se define mediante la expresión siguiente:

$$\eta = \frac{P}{F} \quad . \quad (1.10)$$

Esta definición es fundamental para la Termoeconomía. Obviamente las unidades con las que se miden los flujos físicos aquí utilizados y denotados por los recursos utilizados,  $F$ , y los productos obtenidos,  $P$ , corresponden con las correspondientes a las utilizadas para definir la exergía. Con las mismas unidades se obtendrá un valor adimensional, lo cual es bueno para comparaciones. Además se puede medir objetivamente la pérdida de calidad del proceso.

Existen procesos en los que no se pierde cantidad de energía, pero se tiene la certeza de que siempre se pierde calidad. Esto puede expresarse para un sistema con el máximo nivel de agregación mediante la siguiente expresión,

$$F - P = I > 0 \quad . \quad (1.11)$$

Donde  $I$  representa la irreversibilidad del sistema ya que esta en el máximo nivel de agregación. Además, la  $I$  generada por el proceso está relacionada con el concepto de entropía generada, definido claramente mediante el teorema de Gouy-Stodola: Bejan [7].

$$I = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad , \quad (1.12)$$

donde  $T_0$  es la temperatura del estado ambiente de referencia y  $\dot{S}_{gen}$ , la entropía generada.

La ec. (1.11) rige para todos los procesos diseñados por el hombre, mientras que la ec. (1.12) rige para todos los procesos, sean naturales o artificiales. Así pues una segunda cuestión es precisamente cual es la diferencia entre ambas ecuaciones. Pues bien, ésta radica en que el hombre define  $P$  como aquello que quiere producir. De esta manera, el propósito esta contenido en la ec. (1.11) y la eficiencia solo puede definirse en un sistema

propositivo. Entonces saber quien es el producto y cuales son los recursos, es fundamental para la definición de *eficiencia*. Como se puede apreciar, tener recursos con elevada exergía no es suficiente, es necesario contar con máquinas eficientes que la conviertan en nuestros propósitos.

#### **1.4 Proceso de formación de los costos.**

Existen procesos que se realizan en estado metaestable, muy cercano al equilibrio termodinámico con el ambiente de referencia. Aparentemente es difícil ahorrar energía útil si no hay irreversibilidades, entonces lo realmente importante no es la exergía contenida en un producto sino su costo.

Los productos funcionales son las materias primas: combustibles, energía eléctrica, como en el caso del ciclo combinado, de los que se obtienen otros productos manufacturados y así sucesivamente. Los productos manufacturados permiten la obtención de otros productos funcionales, a través de sistemas que realizan operaciones unitarias (calentamiento expansión, compresión, etc.) a los que se conoce como *equipos* o *componentes* y el procedimiento de fabricar un producto funcional, a partir de un conjunto de equipos y otros productos funcionales, se conoce como proceso industrial o proceso productivo.

En la mayoría de los casos estos procesos no solo obtienen productos funcionales sino también residuos, productos no deseados. Es necesario, por lo tanto, una valoración energética de los procesos y los productos funcionales, y numerosos e importantes autores se han preguntado si la termodinámica tiene todas las herramientas necesarias para hacerlo. Hacer una valoración adecuada requiere prestar una especial atención a las pérdidas en el proceso. Si el proceso fuera totalmente eficiente no existirían pérdidas y todas las transformaciones de un producto en otro serían reversibles; es decir, se necesitaría la misma exergía para destruir algo que para volverlo a fabricar.

La causa final de la pérdidas esta asociada al hecho de fabricar un producto, si no se produce no se tienen pérdidas de recursos. Por lo tanto se necesita una contabilidad sistemática de la cantidad de recursos utilizados para la obtención de un producto, y está será una poderosa herramienta para la optimización de los procesos.



El primer principio solo discierne como pérdidas, la materia y energía que atraviesa los límites del proceso. Una fricción sin pérdida de energía, una disminución espontánea de temperatura o un proceso de mezcla no son diagnosticados como pérdidas. Para descubrir las pérdidas de calidad de la energía es necesario usar el segundo principio, y la combinación de ambos permitirá cuantificar y localizar las pérdidas de un proceso.

Por ejemplo, en el caso de una central térmica, en la caldera se obtiene una energía de más baja calidad que la del combustible utilizado, que será disipado en parte en el condensador. Aunque las pérdidas aparecen el condensador, gracias al segundo principio se puede determinar que su origen esta en la caldera.

Desafortunadamente, el análisis exergético es una condición necesaria pero no suficiente, para *causalizar* el origen de las pérdidas. Por ejemplo, una operación inadecuada en la combustión de la caldera, con exceso de aire, produce un aumento del volumen de los gases que deben ser evacuados por el sistema de ventiladores de tiro inducido, lo que requiere un consumo adicional de energía eléctrica en este equipo. Es evidente que un aumento en las pérdidas de los ventiladores, no debe ser imputado como un mal funcionamiento de estos, sino de la caldera.

El costo de producción no tiene porque formarse allí donde aparecen las irreversibilidades. Aunque, como se tratará en el capítulo 3, el balance de exergía permite localizar las pérdidas, y para esto es necesario un profundo análisis adicional del proceso, cuando se quiere cuantificar e identificar el origen de las pérdidas en el proceso de producción.

Un primer paso, en la investigación de los posibles ahorros de energía en un proceso, será estudiar donde aparecen todas y cada una de las irreversibilidades y relacionarlas con el efecto que tienen en el consumo de recursos. Por lo tanto lo importante no es la exergía  $\dot{B}$ , que puede contener un producto funcional, sino su costo  $B^*$ , que es igual a su exergía  $\dot{B}$  más las irreversibilidades acumuladas a lo largo del proceso, (la sumatoria de cada uno de los servicios)  $I_j$ , para obtener el producto:

$$B^* = \dot{B} + \sum_{i=1}^n I_j \quad . \quad (1.13)$$

Dado que  $B^*$  es una magnitud en términos de exergía se le conoce como *costo exergético* de un producto funcional y es equivalente a la cantidad de exergía necesaria para obtenerlo.

Investigar que irreversibilidades son el origen del costo de un producto, no es tan simple como realizar balances de exergía; requiere además un análisis profundo del proceso llamado *proceso de formación de los costos*. Su estudio es un paso adicional al análisis exergético convencional que se conoce como *contabilidad de costos exergéticos* y base del análisis termoeconómico, que se verá con suficiente detalle en el capítulo 3. Torres [10].

### 1.5 Eficiencia, Costos y Termoeconomía.

El costo de producir algo en un sentido general, es la cantidad de recursos necesarios para obtenerlo. Según esto la eficiencia y el costo tienen la misma base conceptual. La eficiencia suele expresarse libremente como el cociente de una gran variedad de unidades. Tanto el producto como los recursos empleados se miden en las unidades convenientes en cada proceso. Por el contrario el costo tiende a expresarse en unidades monetarias. Pero ambos conceptos se pueden aproximar suficientemente. En efecto, si estos se analizan en un proceso simple y se miden los recursos y el producto en términos de exergía; la eficiencia exergética  $\eta$  aparece entonces como una cantidad inversa del consumo exergético de recursos  $\kappa$ , y esto es justamente su costo exergético,  $\kappa^*$ . Valero [3].

$$\frac{1}{\eta} = \kappa = \frac{F}{P} = \kappa^* \quad . \quad (1.14)$$

Sin embargo, todos los procesos están concatenados y el recurso que se utiliza en un proceso es a su vez producto de algún otro proceso que ha consumido recursos que son productos de productos anteriores.

Una vez definidos los límites de un proceso y sus componentes, así como el objetivo de producción de cada uno de estos componentes, los recursos empleados y por tanto su eficiencia; es posible entonces definir el costo exergético de un flujo en el proceso como la cantidad de recursos exergéticos necesarios que entran al sistema para producir dicho flujo. A modo de ejemplo se describe a continuación un proceso/sistema, formado por dos componentes 1 y 2, con eficiencias definidas y unidos de forma secuencial, como se muestra en la figura 1.6.

Para producir  $P_2$ , el producto del sistema, es necesario consumir  $F_2$  recursos locales, así el consumo exergético unitario de la componente 2 es  $\kappa_2 = F_2/P_2$ , pero  $F_2$ , es a su vez producto del equipo 1,  $F_2 = P_1$ , y para producir  $P_1$  han sido necesarios  $F_1$  recursos locales, que son también los recursos totales que llegan al sistema. Por tanto el costo exergético unitario del producto del sistema es:  $F_1/P_2$ .

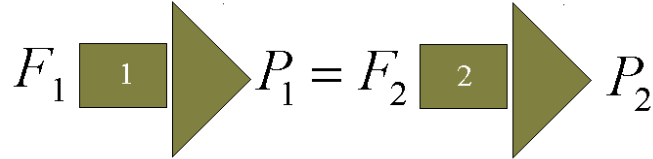


Figura 1.6.- Sistema secuencial componentes con una entrada y una salida.

Estas relaciones pueden expresarse en términos de costos exergéticos unitarios, mediante las relaciones siguientes, Valero [3]:

$$\begin{aligned} \kappa_{F,1}^* &= 1 & \kappa_{P,1}^* &= \kappa_1 \\ \kappa_{F,2}^* &= \kappa_1 & \kappa_{P,2}^* &= \kappa_1 \kappa_2 \end{aligned} \quad (1.15)$$

Siempre el costo exergético unitario es mayor que la unidad, y este va creciendo conforme la estructura de producción de un determinado flujo es más compleja y/o ineficiente. En términos de costos exergéticos se tiene entonces que,

$$\begin{aligned} F_1^* &= F_1 & P_1^* &= F_1 = P_1 + I_1 \\ F_2^* &= P_1^* = F_2 + I_1 & P_2^* &= F_2^* = P_2 + I_1 + I_2 \end{aligned} \quad (1.16)$$

Como puede verse en estas relaciones el costo exergético de un producto  $P_i^*$ , es igual a su exergía, más la suma de las  $I$ , acumuladas a lo largo del proceso. Este conjunto de relaciones serán generalizadas más adelante. Por una parte el costo exergético unitario de los  $P$  de los componentes de un sistema puede expresarse como función de los consumos unitarios de cada componente individual, y por otro lado el costo exergético de cada  $P$  se puede expresar como su exergía más la suma de las  $I$  de las acumuladas a lo largo de su proceso de producción.

## CAPÍTULO 2 MODELO TERMODINÁMICO

### 2 Limitación del sistema y costo de los recursos naturales.

De acuerdo a lo que se comentó en el capítulo anterior, una de las desventajas de la termoeconomía irreversible, es que se debe disponer de la información necesaria para el sistema en cuestión. Como punto de partida, el límite del sistema debe marcarse claramente ya que con la limitación de la frontera del sistema se está definiendo el valor del costo exergético, que no es un número absoluto, sino que depende de los límites del sistema y de las ineficiencias de los subsistemas que lo componen. Por ejemplo, para el caso de la central termoeléctrica que se analizará en el presente trabajo, el gas natural que llega a las turbinas de gas ha requerido anteriormente una estimación de los costos de extracción, transporte, etc. Sin embargo, estos procesos que no aparecen directamente involucrados en el análisis termoeconómico del sistema no son tomados en cuenta en el análisis actual.

Sólo existe un costo exergético absoluto, que es fácil de determinar: el costo exergético natural. Para ello hay que contabilizar (para un determinado flujo de un sistema bien determinado) todas las energías que se han utilizado desde que se extrae de la Naturaleza hasta que se encuentra a nuestra disposición. Lo anterior incluye a todas las energías auxiliares posibles: eléctrica, humana, animal, solar, etc. Además de tener que definir con precisión el momento temporal en que se hace el análisis.

El precio de cualquier producto funcional debe entonces por lo mismo reflejar su costo. La teoría económica clásica dirá entonces que el *precio* se halla sumando el *costo* al *beneficio* que se desea, o se puede obtener. Para determinar el costo es necesario definir los límites del sistema. Para todos los flujos que entren al sistema se tendrá que definir previamente su costo. Los costos de los flujos que entran a nuestro sistema serán productos de algún otro sistema anterior, cuyo precio será teóricamente su costo más el beneficio. En algún momento de la cadena anterior se enfrenta la dificultad de establecer los recursos naturales.

*De esta manera, la pregunta fundamental se puede dirigir en este sentido ¿cuál es el costo que cobra la naturaleza por producir estos recursos naturales?*

Si no se sabe los costos reales; es decir, los costos exergéticos naturales de un determinado flujo, será entonces obvio que se estará brindando un apoyo sobre unas bases económicas falsas, en las que el precio de los bienes se fija por el intercambio, el interés particular, la oportunidad, etc.

El precio viene marcado por el valor subjetivo de las cosas y no por su costo. El valor se forma en el intercambio y el costo es el resultado de contabilizar los recursos empleados. La teoría económica actual acepta esto como un punto fundamental de partida, y por ello, si se están consumiendo productos con un precio muy por debajo de su costo natural, tarde ó temprano se pagará con escasez y en este sentido el Segundo Principio es irrevocable. Por tanto se deben dirigir los mayores esfuerzos en el desarrollo de metodologías para el cálculo de costos naturales de los productos funcionales. Valero [3].

## 2.1 Localización y descripción del ciclo combinado.

El ciclo combinado que se analiza en el presente trabajo, se encuentra en la Central de Ciclo Combinado Tula, que se encuentra ubicada en el Valle del Mezquital a 83 Km. al noreste de la Cd. de México, sobre la carretera Federal Jorobas-Tula, a 8 km. al sur de la ciudad de Tula, Hidalgo.

La Central se integra por seis unidades generadoras con una capacidad total de 489 MW de generación de potencia y pertenece al grupo de las que se dividen en el paquete norte y el paquete sur, cada una de ellas integrado por dos unidades de gas por una unidad de vapor, Prontoario CFE [12].

De acuerdo a la ubicación geográfica del ciclo combinado, es realmente importante identificar cuales son los valores de datos geográficos y climatológicos, que afectan a los potenciales del ciclo combinado y que por otro lado permiten definir el estado ambiente de referencia. En la siguiente tabla se puede apreciar algunos de estas características.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Altitud sobre el nivel del mar	2100 m
Temperatura máxima anual:	35.0°C

Temperatura media anual:	25.0°C
Temperatura mínima anual:	00.0°C
Humedad relativa media anual	47%
Precipitación pluvial anual:	394.35mm
Presión atmosférica media anual:	595.6 mm Hg
Velocidad media del viento anual:	2.1 m/s
Radiación solar media anual:	217.1 W/m <sup>2</sup>

Tabla 2.1 Condiciones climatológicas in situ ciclo combinado, Prontoario CFE [12].

Para llevar a cabo los balances de energía del sistema considerado se debe partir del conocimiento del funcionamiento de la maquinaria, de los equipos de intercambio de calor, etc. En consecuencia, resulta de suma importancia conocer previamente los parámetros de diseño. Paralelamente, el conocimiento de las propiedades termodinámicas principales como presiones y temperaturas de entradas y salidas en cada uno de los componentes del ciclo también son indispensables para determinar los balances anteriores. En equipos como la turbina de gas estas variables fundamentales son determinadas con base a los prontuarios de la Propia Comisión Federal de Electricidad [12], que considera datos tan específicos como el conocimiento de la marca de las unidades de gas.

Parte de esta información, parámetros térmicos, eficiencias isentrópicas, mecánicas, eléctricas, y propiedades termodinámicas, pueden observarse, en el Apéndice I para el equipo principal como son: turbinas de gas, turbina de vapor, caldera de recuperación, compresores y quemadores.

El ciclo combinado analizado “paquete norte” tiene tres unidades, dos de gas de marca Westinghouse W 501 D5, de 99 MW a condiciones de nivel del mar y una turbina de vapor (111.3 MW a condiciones de diseño), Prontoario CFE [12].

De acuerdo a la figura 2.1 se puede observar que el ciclo combinado inicia con el ingreso de combustible (gas natural) en cada turbina de gas y cada turbina de gas tiene acoplada una caldera de recuperación conocida como HRSG (Heat Recovery Steam Generator).

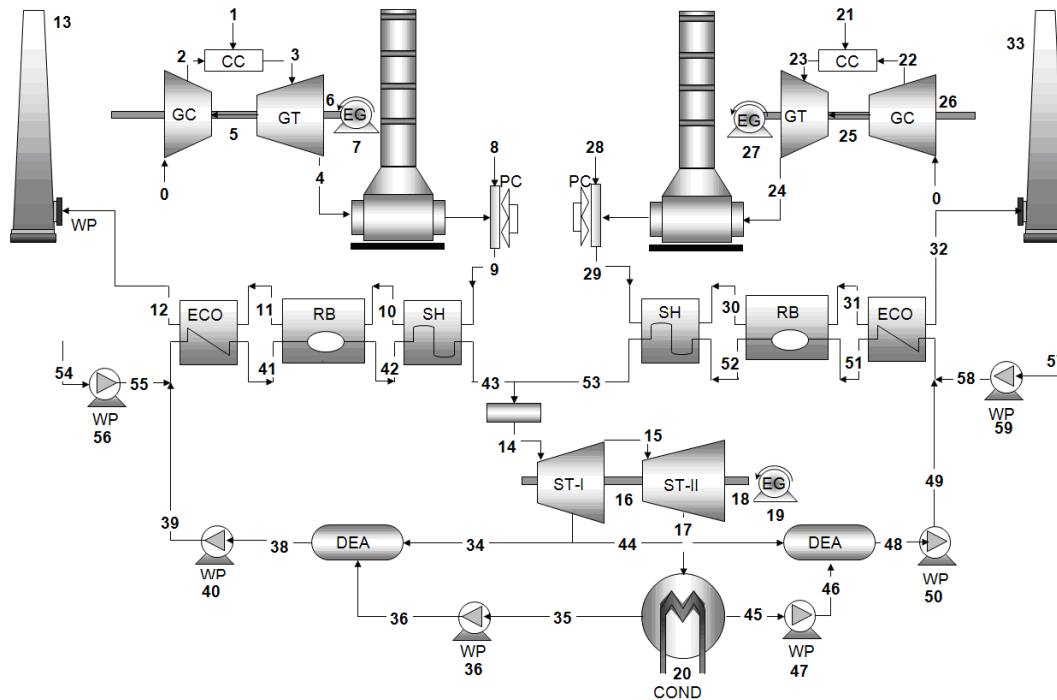


Figura 2.1 Diagrama de Ciclo Combinado integrado.

En un ciclo combinado el HRSG representa el elemento interfase entre el ciclo Brayton y el ciclo Rankine, debido a que los gases de salida de cada turbina de gas se encuentran a una temperatura elevada (un poco más de 540 °C), cediendo su energía para producir el vapor que se utiliza consecuentemente en el ciclo Rankine. Posteriormente, estos gases se expulsan al ambiente por las chimeneas a una temperatura de aproximadamente 220 °C.

Cada HRSG se integra por cuatro intercambiadores de calor, dos economizadores, un domo y un sobrecalentador. Se debe mencionar que los gases de combustión son insuficientes para la producción de vapor de la turbina instalada, por lo que se adicionaron dos postcombustores a la salida de cada turbina de gas. Con esto se incrementa la temperatura de los gases de combustión hasta un valor de 703 °C.

El vapor de cada sobrecalentador entra a un cabezal de vapor y posteriormente ingresa a la turbina de alta presión a una temperatura de 500 °C y una presión de 48.26 bar donde se

realiza la expansión del vapor hasta una presión de 1.241 bar, donde parte del vapor se extrae a un divisor.<sup>2</sup>

Después del divisor, se distribuye parte del vapor a dos deareadores que regeneran parte del agua de alimentación ayudando con esto al incremento de temperatura, y a la eliminación de los incondensables en el agua del ciclo de vapor. Posteriormente, el líquido saturado que sale de cada deareador lo toman dos bombas de alimentación que recirculan el agua comprimida hasta la entrada del primer economizador de cada HRSG.

Por otra parte el vapor que sale de la turbina de alta presión y continua su expansión ingresa a la etapa de la turbina de baja presión, y este vapor se expande hasta una presión de 0.1015 bar; la mezcla de líquido-vapor ingresa al condensador saliendo como líquido saturado donde se disipa el calor a través de la torre de enfriamiento (que está fuera del límite marcado para este sistema).

Finalmente el líquido saturado se recircula a través de dos bombas de condensado a cada uno de los deareadores que se unen con la masa del vapor que viene de la turbina y entonces el flujo completo de agua se envía a cada economizador del respectivo HRSG, como se mencionó anteriormente.

## **2.2 Balances de primera ley.**

De acuerdo a la sección anterior, las turbinas de gas tienen una producción de diseño con respecto a las condiciones de nivel del mar. Es claro que de acuerdo a la información dada en la tabla 2.1 las condiciones son muy diferentes, de acuerdo a las condiciones estándar a nivel del mar.

Los balances de primera ley inician con la simulación del ciclo combinado completo, tomando en cuenta las condiciones *in situ*, con ayuda del software Thermoflex. El esquema que se planteó en el simulador, junto con la información considerada para las bases de diseño que se tienen del ciclo combinado, pueden observarse a detalle como ya se comentó en el Apéndice I.

---

<sup>2</sup> Las propiedades termodinámicas de esta descripción son a Condiciones de Diseño



El diagrama obtenido en Thermoflex es algo extenso y no muy claro para presentarlos dentro de este trabajo, ya que la estructura de este sistema es compleja desde el punto de vista energético y exergético, por ello se trabajó el sistema integrando la información siguiente:

- Los dos economizadores de cada HRSG se presentan como uno solo,
- el tanque de oscilación del deareador se toma como un conjunto,
- y el estado permanente asegura que no se tengan cambios de masa en función del tiempo por lo que no se tiene un flujo variable de entrada del agua de repuesto.

Con las simplificaciones anteriores la estructura que se manejará del ciclo combinado es finalmente la figura 2.1 donde se muestra de forma clara cuales son las conexiones entre los equipos mas representativos del ciclo combinado. Esta integración se realiza con el afán de presentar de forma clara y simplificada un esquema reducido. De esta manera entonces los balances de masa energía y exergía se comprobaron realizando todos los flujos del diagrama completo que se simuló en Thermoflex.

Es evidente que la utilización del software mencionado permite incluir en el modelo termodinámico mas parámetros que los considerados habitualmente en artículos y trabajos publicados previamente Valero et all [13], Casarosa et all [14], Bassilli [15], debido a la gran complejidad y tiempo de cálculo que se invierte en la realización de los balances de un sistema con una estructura compleja, como suele ocurrir en un ciclo combinado.

Por mencionar algunos de estos parámetros: eficiencias mecánicas, eléctricas, efectividades de calentadores, puntos de acercamiento de temperaturas en intercambiadores de calor, correctores de flujo, radios de compresión. Esto permite tener un modelo termodinámico del ciclo combinado más realista y esperar una mejor cuantificación de las transformaciones de la energía, a través de los balances de primera ley y posteriormente complementado con el análisis de las malfunciones y las disfunciones que se desarrollará más adelante en el capítulo 4.

Además, las consideraciones en sitio tienen gran importancia en el desempeño de las turbinas de gas. El resultado de esta simulación dio como resultado que la turbina de gas tenga una potencia en sitio de 72 MW de carga efectiva. El simulador empleado, tiene dentro de su librería de turbinas de gas el modelo de la marca correspondiente a las instaladas en el ciclo combinado, utilizando desde luego las curvas de desempeño dadas por

el fabricante e integradas en este software, Thermoflex 10 [16]. De igual forma, para los cambios en los parámetros como la carga de las turbinas en sitio, se debe definir el estado ambiente de referencia de acuerdo a las condiciones climáticas promedio, como la presión atmosférica igual a 0.7838 bar, una  $T$  promedio de 25 °C y una humedad relativa de 47%. Con el cambio de carga de la turbina de gas también pueden cambiar algunos parámetros como son la cantidad de aire de entrada a la turbina con respecto a las condiciones del sitio, además de la relación aire-combustible y por lo tanto, las propiedades termodinámicas de los gases de combustión a la salida.

Básicamente la simulación ofrece la oportunidad de calcular los calores y trabajos correspondientes, así como la definición de los estados termodinámicos a través del conocimiento de la presión y la temperatura principalmente y en aquellos casos que estas propiedades son dependientes, las propiedades de calidad de vapor y la presión.

De acuerdo a la figura 1.5 del capítulo 1, donde se resumen las ventajas y desventajas de las escuelas de la termodinámica, es indispensable la información anterior para llevar a cabo el análisis y la metodología para evaluar el mal funcionamiento de los equipos requiere de la determinación de los balances de primera ley a condiciones de diseño que se ha mencionado hasta el momento.

Sin embargo, también se requiere la determinación de los balances de primera ley en las condiciones operativas, para ello también se realizó la simulación con el programa Thermoflex de acuerdo a una prueba de rendimiento que se llevó a cabo para esta planta de ciclo combinado.

La tabla de estados termodinámicos del ciclo combinado obtenida del simulador, más el cálculo de entropías, exergías, se presenta completa en el Apéndice II, tanto para el esquema bajo condiciones de diseño como para el esquema a condiciones operativas, haciendo notar que el simulador Thermoflex, no muestra las entropías y desde luego tampoco exergías, así que esto resulta desconocido y representa una parte adicional para resolver el problema.

Ya que el objetivo de este trabajo no es presentar de forma detallada como se llevan a cabo los balances de energía, ya que por otro lado sería muy extenso presentarlos en detalle, a continuación solo se presenta a continuación el balance para una *turbina de gas*, que en la jerga y usos de las plantas termoeléctricas se identifica con el conjunto de elementos

integrados por la cámara de combustión, el compresor de gas y propiamente la turbina de gas, tomando en cuenta el postcombustor y el HRSG. Ya que se utilizará concretamente los datos de la unidad 4 del ciclo combinado, se denotará a este sistema  $U - 4$ .

Por otra parte será con este sistema  $U - 4$ , con el que se desarrolla el objetivo principal del trabajo, llevado a cabo a través de la metodología de las malfunciones, con la finalidad de facilitar de forma detallada y paso por paso su presentación.

### 2.3 Balance de sistema $U - 4$ .

Una vez que se tienen los estados termodinámicos reales, a través de la simulación del ciclo combinado con el software Thermoflex, mostrados en la Tabla 2.2, el cálculo de las potencias del compresor, turbina y calor de entrada se realiza obviamente a través de los balances de primera ley.

	$\dot{m}$ kg/s	$T$ C	$P$ bar	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kg-K	$b$ kJ/kg	$H$ kW	$\dot{B}$ kW
1	4.88	25	28.00	46,285.57		46,005.25	226,012.44	224,643.65
2	258.80	421	10.46	408.80	7.85	136.61	105,797.44	35,353.60
3	267.30	1,136	10.46	1,230.00	7.87	952.04	328,779.00	254,480.41
4	267.30	544	0.80	569.53	8.06	233.78	152,235.37	62,488.22
5								100,156.00
6								73,197.60
7								72,013.92
8	1.14	25	20.68	46,285.57		46,005.25	52,811.84	52,491.99
9	268.50	703	0.80	763.69	8.31	352.21	205,050.77	94,569.37
12	268.50	205	0.78	192.57	7.44	40.08	51,705.05	10,761.99
13	268.50	205	0.78	192.57	7.44	40.08	51,705.05	10,761.99
39	50.45	100	1.01	443.55	1.37	39.38	22,377.31	1,986.68
43	50.79	508	48.74	3,452.70	7.01	1,367.81	175,362.85	69,470.83
55	0.00	65	1.01	272.09	0.89	10.40	0.00	0.00

Tabla 2.2 Propiedades termodinámicas de U-4 a condiciones de diseño.

La estructura del sistema  $U-4$ , se puede observar en la figura 2.2; esta estructura es la misma en las dos turbinas de gas del ciclo combinado.

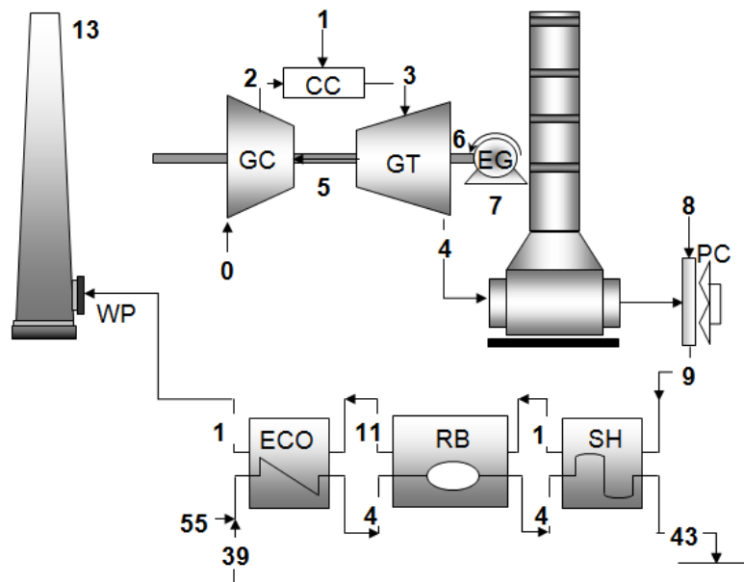


Figura 2.2 Diagrama sistema  $U-4$ .

Antes de presentar los balances de energía, se deben tomar en cuenta una serie de consideraciones preliminares para definir completamente el modelo termodinámico que se seguirá en el sistema  $U-4$  y son las siguientes:

- Se considera que todos los equipos, excepto la cámara de combustión, no son adiabáticos
- No se considera la exergía química de los gases de combustión, ya que estos no cambian de composición a lo largo del proceso, una vez que son formados en la combustión.
- Se toman las capacidades caloríficas  $C_p$ , en función de la temperatura por lo que se estiman las  $C_p$  de mezcla en el caso de los gases de combustión.
- El combustible utilizado es gas natural con un PCS de 46285.57 kJ/kg.
- Las temperaturas de salida de los equipos las definirán las eficiencias de acuerdo a la simulación realizada en Thermoflex o de forma más concreta de acuerdo a las curvas de desarrollo específicas para la marca y modelo de turbina que se presenta.

Una vez definidos los estados termodinámicos y calculadas las entalpías de cada uno de los fluidos involucrados como el aire húmedo y los gases de combustión; para el caso de la turbina, se puede plantear los balances de primera ley ecs. (2.1) a (2.7), comenzando con la cámara de combustión (CC); para este equipo se tiene que:<sup>3</sup>

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_{comb} \cdot PCS_{comb} = \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad . \quad (2.1)$$

Para el compresor de gas (CG):

$$\dot{E}_3 = \dot{W}_{CG} = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_0 \cdot h_0 \quad . \quad (2.2)$$

Para la Turbina de gas (TG):

$$\dot{E}_6 = \dot{W}_{TG} = \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{W}_{CG} \quad . \quad (2.3)$$

Para el post-combustor (PC):

$$\dot{E}_8 = \dot{m}_{comb} \cdot PCS = \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_4 h_4 \quad . \quad (2.4)$$

Para el HRSG considerando únicamente la entrada y la salida:

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{39} h_{39} + \dot{m}_{55} h_{55} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{43} h_{43} \quad . \quad (2.5)$$

Para el generador eléctrico:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{W}_{GE} + \dot{Q}_{rad} \quad . \quad (2.6)$$

Para la chimenea de gases de combustión:

$$\dot{m}_{12} \cdot h_{12} = \dot{m}_{13} \cdot h_{13} \quad . \quad (2.7)$$

<sup>3</sup> La numeración del sistema U-4 que sirve de ejemplo, es de acuerdo a la numeración del sistema del Ciclo Combinado completo

La comprobación de los balances de primera ley se hizo a través del método sistémico de acuerdo a la matriz de incidencia  $A$ , la cual se anota como:

- Flujos de entrada al equipo  $i$ , igual a uno (1),
- Flujos de salida al equipo  $i$  como menos uno (-1)
- Flujos que no conectan energéticamente con el equipo  $i$  como cero (0).

En otras palabras la estructura de conexión energética de los equipos del sistema. Esta comprobación para el ciclo completo se encuentra en el Apéndice III, que se puede resumir en la siguiente ecuación.

$$A \times E = 0 \tag{2.8}$$

Donde  $A$ , es la matriz de incidencia, de valor  $n \times m$ , donde  $m$  representa todos los flujos de energía del sistema (ya sean por entalpía total, calor ó trabajo) y  $n$ , el número de equipos en el sistema. El vector  $E$  de valor  $m \times 1$ , representa las energías de todo el sistema entrada y de salida, y la multiplicación de ambos vectores, proporciona el vector de energía,  $n \times 1$ , que debe ser cero de acuerdo con la primera ley de la termodinámica para un sistema abierto sin acumulación de energía.

Para ver a detalle esta parte de la comprobación a través del método sistémico, se presenta a continuación la matriz de incidencia para el sistema  $U - 4$ , figura 2.3. La cual contiene los trece flujos de exergía involucrados y componentes que integran este sistema y su respectiva interconexión.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
CC	1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CG	0	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
TG	0	0	1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0
PC	0	0	0	1	0	0	0	1	-1	0	0	0	0
HRSG	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	-1	-1	0
GE	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0
SS	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1

Figura 2.3 Matriz de incidencia  $A$ , sistema  $U - 4$

## 2.4 Balances de exergía.

Como ya se mencionó en el capítulo 1, el cálculo de las exergías depende del tipo de flujo que se tenga, ya sea que este represente calor, trabajo, materia ó algún tipo de energía química. Para el ejemplo que se está presentando de la turbina de gas, el problema es el mismo que para este ciclo combinado completo, ya que se tienen varios fluidos de trabajo: aire, gases de combustión, agua y combustible, en este último caso gas natural.

Combustible:

Comenzando por el cálculo de la exergía química del gas natural se tiene que presentar la composición del combustible que es la siguiente:

Compuesto	Fracción
H <sub>2</sub>	0.36%
O <sub>2</sub>	0.07%
N <sub>2</sub>	3.61%
CO	0.09%
CO <sub>2</sub>	0.34%
CH <sub>4</sub>	87.00%
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	8.46%
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	0.03%
H <sub>2</sub> S	0.04%

Tabla 2.3 Composición volumétrica de gas natural utilizado Thermoflex [16].

Considerando la correlación para combustibles gaseosos Zaleta [5], se puede calcular la exergía de combustible mediante el empleo de la siguiente ecuación:

$$b / PCI = (1.033 + 0.0169 \left( \frac{\beta}{\alpha} \right)) - \left( \frac{0.0698}{\alpha} \right) \quad (2.9)$$

Aire:

Para el cálculo de la exergía del aire, esta se encuentra a las mismas condiciones del estado de referencia por lo que su exergía en este estado es igual a cero.

Gases de combustión:

La composición de los gases de combustión para la turbina de gas es la siguiente:

Compuesto	Fracción
N <sub>2</sub>	73.843%
O <sub>2</sub>	12.392%
CO <sub>2</sub>	3.81%
H <sub>2</sub> O	9.066%
Ar	0.888%
SO <sub>2</sub>	0.001%

Tabla 2.4 Composición volumétrica de gases de combustión utilizado Thermoflex [16].

Se considera además, que después del paso por el post-combustor la composición final de los gases es la que se ocupará para el cálculo de la entalpía y entropía de mezcla para la entrada y salida del HRSG, calculando entonces la exergía de mezcla de la forma siguiente:

$$B_i = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \times \left( Cp_i \times (T_i - T_0) - T_0 \left( Cp_i \times \ln \frac{T_i}{T_0} - R_i \ln \frac{P_i}{P_0} \right) \right) \right] \quad . \quad (2.10)$$

Con los balances de exergía se obtiene información puntual de donde se está destruyendo la exergía y a través del método sistémico, se puede determinar la destrucción de exergía mediante el producto matricial siguiente,

$$A \times B = B_d \quad , \quad (2.11)$$

donde  $A$  es  $n \times m$ ,  $B$  es el vector de exergía de calor, trabajo ó materia de los flujos del ciclo combinado o la turbina de gas que se está presentando y según sea el caso, es un vector de  $m \times 1$  y  $B_d$  representa el vector de destrucción de exergía de  $n \times 1$ .

Para el sistema  $U - 4$ , es interesante el análisis de los balances de exergía, ya que establece la cantidad de irreversibilidad que se tiene en ese equipo y como se verá más adelante, lo anterior alerta sobre el origen de la irreversibilidad.



A continuación, se muestra el resultado del vector de destrucción de exergía para la unidad  $U - 4$ . Además, los vectores de exergía para el sistema completo a condiciones de diseño y operativo se muestran en el Apéndice III al final del trabajo.

EQUIPO	$B_d^0$	$B_d$
	<b>kW</b>	<b>kW</b>
COMBUSTOR	5516.84	3621.60
COMPRESOR	64802.40	67860.64
TURBINA	18638.58	18543.18
POSCOMBUSTOR	20410.85	21005.57
SOBRECALENTADOR	3951.07	3641.27
DOMO	10783.76	12032.88
ECONOMIZADOR	1588.40	1544.91

Tabla 2.5 Vector de destrucción de exergía  $U - 4$  condición de diseño y operativa

Destacando la comparación de la destrucción de exergía del sistema completo de diseño con respecto al sistema operativo, se puede apreciar que el primero presenta una destrucción con valor de 126.887 MW, mientras que el segundo proporciona un valor de 129.435 MW; lo anterior representa un incremento del segundo con respecto al primero de 2.2%.

Si se hace entonces la distinción con respecto a los equipos se puede notar que parecería que unos equipos están funcionando mejor que otros; como por ejemplo el post-combustor; sin duda esto se debe a que este equipo de forma operativa recibe una mayor cantidad de recurso y por lo tanto se obtiene una mayor cantidad de producto.

## CAPÍTULO 3 METODOLOGIA TERMODINAMICA

### 3 Teoría del costo exergético.

De acuerdo a la teoría económica, la contabilidad de costos tiene la función de recoger, medir y organizar la información sobre lo que cuestan las cosas. Los costos implican pérdidas de recursos, por tanto las personas y empresas intentan optimizar los costos de sus productos o servicios.

La contabilidad de costos ayuda a la toma de decisiones, para el control y la evaluación de las empresas y utilizan los costos diferenciales para estimar los costos de las diferentes alternativas. Pero, los principales problemas en la contabilidad de costos económicos, aparecen por la complejidad o desconocimiento del proceso Torres [17].

En el caso de la contabilidad de costos energéticos la problemática es similar. Se debe proporcionar un método racional para la asignación de costos de los productos en términos de recursos naturales (actualmente unido al impacto en el medio ambiente). Debe por tanto ser algo más que una técnica para el ahorro de energía y ayudar al diagnóstico, optimización y la síntesis de sistemas energéticos complejos.

El problema fundamental de la asignación de costos energéticos/exergéticos es como obtener el costo de todos los flujos que se interrelacionan en el sistema. Para esto primero se debe definir los límites del sistema y su nivel de agregación.

En relación a este último punto, para el ciclo combinado que se está analizando y que se introdujo al simulador Thermoflex de forma completa, la cantidad de flujos es considerable (alrededor de ciento veinte flujos), como puede apreciarse en el Apéndice I, en donde se muestra el diagrama que se simuló en el software Thermoflex [16].

### 3.1 Sistema Térmico.

Para simplificar el problema y desde el punto de vista exerético, se hizo uso de una agrupación de varios equipos como ya se mencionó en el capítulo 2, comprobando los balances de masa y energía con las corrientes totales obtenidas de la simulación y el diagrama que se presenta en el capítulo anterior particularmente la figura 2.1, donde solo se muestra los flujos exeréticos, que tienen un potencial con respecto a su estado ambiente de referencia. En consecuencia, se omiten para tal presentación los flujos de calor radiado que por definición tienen exergía cero (ya que no tienen la capacidad de realizar trabajo útil). Con ese nivel de agregaciones se definen los equipos que integrarán el sistema.

Para construir una teoría de costos una vez definido lo anterior, es necesario realizar tres observaciones, que podrían considerarse condiciones básicas:

- Los costos de los recursos de entrada al sistema son siempre relativos al sistema bajo estudio. Por ello la información sobre los costos/precios de los recursos energéticos y económicos están a disposición del sistema y dentro de los límites del análisis deben ser conocidos.
- El nivel de agregación proporciona un desglose de la irreversibilidad total de un proceso entre sus componentes. La elección del nivel de agregación afecta a las conclusiones del análisis. De hecho, si no se dispone de más información sobre el sistema que la definida por su nivel de agregación, no se puede pedir al conjunto de los costos obtenidos más información de la que se ha introducido.
- La eficiencia es el indicador de la calidad de los componentes del sistema, donde se localizan las irreversibilidades. Eficiencia e irreversibilidad deben estar relacionadas entre sí y con el resto de las variables técnicas y económicas que les afectan.

### 3.2 Estructura Productiva.

Desde un punto de vista formal, un sistema puede considerarse como una entidad compleja formada por un conjunto de elementos, que son componentes básicos del sistema y por las relaciones existentes entre ellos y su entorno. El término *elemento* se emplea aquí en su

sentido general y alude básicamente a los componentes básicos que, bajo la perspectiva que se adopte, posean una entidad que no sea relevante dividir.

La *relación* constituye la estructura que establece las ecuaciones que gobiernan las interacciones entre elementos, que dan lugar a la entidad compleja que es el sistema.

La definición del *entorno* es la relación que existe entre los elementos con el medio ambiente próximo al sistema y que afecta al mismo.

En la central térmica de ciclo combinado, los elementos son los distintos equipos ó máquinas que la integran y las relaciones de los flujos de materia, energía (ya descritas en el capítulo anterior) ó información económica que intercambian. Los flujos de la instalación son los productos funcionales que esta consume, procesa y obtiene.

El conjunto de máquinas e instrumentación que permiten fabricar los productos funcionales pueden tener una existencia física real e independiente; por ejemplo una turbina, o bien englobar como ya se mencionó en el capítulo anterior, varios dispositivos físicos y/o lógicos que desempeñan una función particular y claramente determinada dentro del proceso.

En el caso del análisis termoeconómico de sistemas, se asigna a cada flujo su correspondiente exergía, de tal forma que  $\dot{B}_i$ , representa la exergía del flujo  $i$ , que sale del componente  $j$ , y entra en el componente  $k$ .

En general todo sistema térmico tiene un propósito definido: obtener una serie de productos, para lo cual debe consumir un conjunto de recursos. El objeto de una central termoeléctrica es producir energía eléctrica, y para ello es necesario utilizar un combustible: gas natural, para esta central.

A partir de su estructura física, un sistema termodinámico y desde el punto de vista de la termoeconomía resulta ser algo más que un conjunto de equipos y flujos interrelacionados. Cada componente tiene un propósito productivo particular bien definido, que contribuye a alcanzar el propósito final de la producción de energía del sistema. Entonces se debe mencionar insistentemente que a partir de este punto al hablar de un flujo se hace referencia a flujos de exergía, para definir el propósito final del ciclo combinado, se debe indicar que flujo o combinación de flujos constituye el producto de cada componente,  $P$ , cuales los recursos o Fuel consumido,  $F$ , y finalmente los flujos ocasionados por las pérdidas,  $L$ ; es decir, aquellos flujos que abandonan el sistema sin ser utilizados, Torres [11].

Para obtener la definición  $F - P$ , que mejor represente la función productiva de un componente, es necesario examinar simultáneamente las transformaciones exergéticas que tienen lugar en ellos. La definición  $F - P$ , para cada componente del sistema, debe cumplir ciertas condiciones, que pueden resumirse en básicamente en las siguientes:

Todos los flujos que entran o salen de una componente, deben estar presentes en la definición F-P una y solo una vez, bien como  $F$ ,  $P$ , ó  $L$ .

Cada flujo o combinación de flujos que constituyen el fuel, producto y pérdidas de cada componente, debe tener un valor de su función exergía mayor o igual que cero.

El balance de exergía de cada componente debe poderse escribir en la forma:

$$I = F - P - L > 0 \quad . \quad (3.1)$$

De esta manera se debe plantear y analizar la definición productiva de cada componente que integra el ciclo combinado; esta estructura productiva se presenta de forma completa en el capítulo 5. Pero para mostrar la metodología de forma detallada, se presenta la definición productiva a través de las ecuaciones  $F - P$ , de una de las dos turbinas de gas de acuerdo al esquema de la figura 2.2. Obviamente este equipo es parte del ciclo combinado completo.

#### *Cámara de combustión (CC).*

El objetivo de la cámara de combustión es aumentar la exergía del aire de salida del compresor (al aumentar su temperatura). Dado que la cantidad de aire necesaria para la combustión es muy pequeña (del orden del 2%) con respecto al aire total, no se considera este como fuel.

El producto es entonces la diferencia de exergía entre la exergía de los gases de admisión de la turbina y la del aire a la salida del compresor: para obtenerlo se utiliza la exergía del gas natural, mediante las relaciones siguientes:

$$\begin{aligned} F_{CC} &= \dot{B}_1 \\ P_{CC} &= \dot{B}_3 - \dot{B}_2 \end{aligned} \quad . \quad (3.2)$$

*Compresor de gas (CG).*

El propósito del compresor es la de aumentar la presión del flujo de aire y su exergía, hasta alcanzar la del aire de entrada a la turbina, para lo cual se utiliza parte del trabajo mecánico producido por la turbina, entonces:

$$\begin{aligned} F_{CG} &= \dot{B}_5 \\ P_{CG} &= \dot{B}_2 \end{aligned} \quad (3.3)$$

*Turbina de gas (TG).*

El objetivo de la turbina es producir los flujos de energía mecánica por expansión de los gases que entran en la turbina. La exergía utilizada es la diferencia de exergías entre los flujos de gases de entrada y salida a la turbina,

$$\begin{aligned} F_{TG} &= \dot{B}_3 - \dot{B}_4 \\ P_{TG} &= \dot{B}_5 + \dot{B}_6 \end{aligned} \quad (3.4)$$

*Postcombustor (PC).*

El objetivo del post-combustor, es aumentar la exergía de los gases de combustión a la salida de la turbina (al aumentar su temperatura). Para que se suministre una mayor exergía como recurso al HRSG,

$$\begin{aligned} F_{PC} &= \dot{B}_4 + \dot{B}_8 \\ P_{PC} &= \dot{B}_9 \end{aligned} \quad (3.5)$$

*Caldera de Recuperación (HRSG).*

El propósito del HRSG es recuperar parte de la exergía de los gases de salida del post-combustor para aumentar la exergía del vapor. La exergía de los gases de salida se puede considerar inicialmente como una pérdida o irreversibilidad externa. Más adelante se describe a detalle como se analiza esta cuestión en la sección de componentes disipativos.

$$\begin{aligned} F_{HRSG} &= \dot{B}_9 - \dot{B}_{12} \\ P_{HRSG} &= \dot{B}_{43} - (\dot{B}_{39} - \dot{B}_{55}) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Generador eléctrico (GE).

El objetivo del generador eléctrico es transformar la exergía del trabajo mecánico en trabajo eléctrico y obtener el producto final del ciclo combinado,

$$\begin{aligned} F_{GE} &= \dot{B}_6 \\ P_{GE} &= \dot{B}_7 \end{aligned} \quad (3.7)$$

Chimenea de gases (SS).

El objetivo de la chimenea de gases de combustión es rechazar la exergía de los gases a la atmósfera,

$$\begin{aligned} F_{SS} &= \dot{B}_{12} \\ P_{SS} &= \dot{B}_{13} \end{aligned} \quad (3.8)$$

De este modo, la estructura física de un sistema más la definición de propósito productivo de cada componente dan lugar a la *Estructura Productiva de un Sistema Térmico*, que será la pieza clave del análisis Termoeconómico, sobre la que se sustenta la Teoría del Costo Exergético. Para su representación se utiliza la figura 3.1 que se define de igual forma que su estructura física, en el que los flujos de entrada son los recursos de cada componente y los flujos de salida, sus productos. Torres et al [18-19].

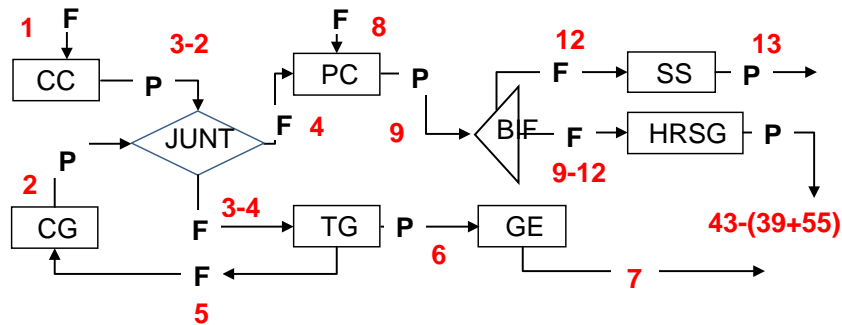


Figura 3.1 Esquema de la estructura productiva del sistema U-4.

Con lo anterior, se da un *propósito productivo* a cada uno de los componentes del sistema, que como ya se mencionó en el capítulo 1, el objetivo principal es mejorar esa producción en cada componente y en el sistema como lo menciona Valero et al [20], por lo que es necesario determinar y mejorar los costos exergéticos de esos productos por componente. Sin embargo, primero deberá vigilarse el proceso de formación de residuos. Es importante mencionar que cuando se defina la estructura productiva de un sistema, es indispensable clasificar los flujos que relacionan cada componente como pueden ser el fuel o producto. Pero es posible que en el proceso de producción se obtengan flujos que no se habían contemplado, como por ejemplo los gases de combustión en el HRSG. Este tipo de flujos reciben el nombre de residuos o subproductos.

Además de obtener productos funcionales, se producen residuos. Es algo inevitable en todo proceso productivo. La principal contribución a la irreversibilidad total de un proceso se debe a las limitaciones técnicas de disponibilidad de equipos que llevan a cabo las transformaciones deseadas.

Las transformaciones de energía química en energía mecánica, como por ejemplo los procesos de combustión, no solo tienen baja eficiencia, sino que además imponen la obtención de flujos adicionales, no deseados inicialmente. Estos residuos vuelven al entorno aún activos, generando más entropía, y además si se pretende eliminarlos, se tiene que consumir más recursos para rebajar su potencial intensivo, enfriándolos, expandiéndolos y dispersándolos.

El aspecto anterior es de suma importancia en la propuesta de captura de CO<sub>2</sub> que se propone en el último capítulo de la tesis y que tendrá conclusiones interesantes desde el punto de vista del análisis de malfunciones y disfunciones, ya que los gases efecto invernadero como el CO<sub>2</sub>, representan una problemática en la actualidad a nivel mundial.

Por una parte hay una cadena de formación del producto y por otro lado, la cadena de formación/imputación de residuos, en la integración de ambos procesos los residuos se convierten en irreversibilidades externas del componente. De acuerdo con este esquema en el balance de costos, el costo del producto incluye tanto el costo de las irreversibilidades internas, como de las externas o residuos.



### 3.3 Reglas de asignación de costos exergéticos.

Una vez definido el estado ambiente de referencia comentado en el capítulo 2 a través de las condiciones climáticas de sitio, la exergía es una función de estado, y en consecuencia esta propiedad termodinámica refleja la mínima cantidad de trabajo técnico para obtener un producto. Por lo tanto, la exergía es independiente del proceso utilizado y por otra parte representa el costo mínimo necesario. Puesto que los procesos reales son irreversibles:  $F - P = I > 0$ , resultará siempre que la exergía necesaria para obtener un producto será siempre mayor o igual que la exergía contenida en él.

Por otro lado, El costo en términos de exergía, para la obtención de dichos productos deberá ser igual a la exergía de los recursos consumidos. Por ejemplo, si se considera el caso de la turbina de gas analizada en el capítulo anterior, para producir los 72.05 MW de energía eléctrica, se necesita consumir una cantidad de gas natural equivalente a 224.64 MW de exergía. Entonces obtener dicha energía eléctrica cuesta 224.64 MW.

Cuando en un sistema se obtiene un único producto es muy sencillo calcular su costo exergético, sistema secuencial que puede apreciarse en el capítulo 1 figura 1.6. Cuando el flujo es interno; es decir, se conectan dos componentes, la exergía necesaria para producirlo pues ser calculada como la suma de todos los consumos de exergía en las componentes anteriores, hasta llegar a los recursos de entrada al sistema.

De esta manera, uno de los problemas clásicos de la Termoeconomía ocurre cuando se presentan las bifurcaciones *BIF*, y la distribución de los costos en estas últimas, de forma tal que sean proporcionales a la exergía, como criterio más objetivo comparado con otros como proporcionales a la masa o la energía.

El *costo exergético* de un flujo es una propiedad emergente; es decir, no existe como una propiedad termodinámica de un flujo aislado, sino que debe ir asociado a un proceso de producción. Valero [3]. Se tiene entonces que determinar el costo no del flujo aislado, sino del conjunto de flujos internos y externos. Además la consideración de un flujo no depende del equipo físico sino de los límites y nivel de agregación que se definan para el sistema.

Se tiene entonces que plantear una función termodinámica que permita evaluar el costo, en términos de la exergía de los recursos necesarios para obtenerlo y de cada uno de los flujos de la estructura productiva del sistema, como se definió en la sección anterior.

En resumen se puede comentar lo siguiente: se han establecido los límites y nivel de agregación y propósito del sistema; de igual forma se ha introducido el concepto de *costo exergético* a una magnitud medida en términos de energía para un flujo  $B^*$ , fuel  $F^*$  ó producto  $P^*$  y que cumple las condiciones conocidas como *Reglas de asignación de costos*  $R_{AC}$ , propuestas inicialmente por el profesor Valero [3], , Torres [11,17,19] y que se enuncian a continuación (por simplicidad, al costo exergético unitario de un flujo, se denota con el símbolo  $\kappa^*$  y el costo exergético por unidad de exergía requerida, se define mediante la relación  $B^* = \kappa^* \cdot B$  .

- $R_{AC} -1$ : el costo exergético de los flujos depende de los costos de los recursos de entrada al sistema. En ausencia de asignaciones externas, el costo de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía; es decir, su costo exergético unitario es *uno*.

$$F_i^* = B_i \quad . \quad (3.9)$$

- $R_{AC} -2$ : el costo del producto de cada componente del sistema es igual a la suma del costo exergético de los flujos que constituyen el fuel de dicho componente,

$$F^* = P^* \quad . \quad (3.10)$$

En consecuencia todos los costos generados en el proceso productivo deben ser incluidos en el costo final de los productos. En ausencia de asignaciones externas el costo de los flujos de pérdidas es *nulo*.

- $R_{AC} -3$ : si el producto de una componente esta formado por varios flujos de la misma calidad termodinámica, todos ellos tienen el mismo costo exergético unitario. Esta proposición se basa en el hecho de que si en un equipo se identifican varios productos, se supone que su proceso de formación ha sido el mismo, tienen el mismo costo exergético unitario y por lo tanto se asigna su costo exergético proporcional a la exergía que contienen.

Este conjunto de reglas de asignación de costos se conocen como *Proposiciones F – P* .

### 3.4 Determinación de los costos exergéticos.

De acuerdo con las proposiciones que definen el costo exergético para cada componente del sistema, el costo de los flujos que constituyen su producto pueden ser obtenidos a partir de la  $R_{AC} - 2$  y  $R_{AC} - 3$ , conocidos los costos de los flujos que constituyen el fuel. Dado que los costos de entrada al sistema deben ser conocidos por la  $R_{AC} - 1$ , es posible determinar el costo exergético de cada uno de los  $m$ , flujos, relevantes en el nivel de agregación y estructura productiva consideradas en el análisis. Para ello será necesario definir  $m$  ecuaciones lineales, construidas a partir de las reglas de asignación de costos  $R_{AC}$ .

La proposición  $R_{AC} - 1$ , define tantas ecuaciones como flujos de entrada al sistema  $f_0$ , que contengan un potencial exergético; por otra parte, las proposiciones  $R_{AC} - 2$  y  $R_{AC} - 3$ , definen para cada componente genérica  $i$ , tantas ecuaciones como número de flujos  $f_i$  forman el producto de dicha componente. Dado que cada flujo sale una y solo una vez de cada equipo, o bien se trata de una entrada al sistema, se tiene que:

$$m = f_0 + \sum_{i=1}^n f_i \quad . \quad (3.11)$$

Con lo que la aplicación de las proposiciones  $F - P$  a cada una de las componentes del sistema incluyendo el entorno, permitirá determinar el costo exergético de todos los flujos, mediante la resolución simultánea del conjunto de las ecuaciones lineales  $m$ . A continuación se plantean las ecuaciones de costo exergético ec. de  $\kappa^*$ , acuerdo con las  $R_{AC} - 3$  asociadas al sistema y para facilitar la lectura, se desarrollan equipo por equipo.

*Entorno.*

De acuerdo con la proposición  $R_{AC} - 1$ , el costo unitario de los recursos de entrada al sistema es conocido e igual a la unidad, de esta manera se tiene que,

$$\kappa_1^* = 1 \quad , \quad (3.12)$$

$$\kappa_8^* = 1 \quad (3.13)$$

*Cámara de combustión.*

El balance de costos en la cámara de combustión, de acuerdo con la  $R_{AC} - 2$ , se puede escribir como,

$$\kappa_3^* B_3 = \kappa_1^* B_1 + \kappa_2^* B_2 \quad , \quad (3.14)$$

y de acuerdo con la  $R_{AC} - 3$ , el costo unitario de cada una de las componentes del producto son iguales, entonces:

$$\kappa_3^* = \kappa_4^* \quad . \quad (3.15)$$

*Compresor de gas.*

El balance de costos en el compresor se escribe mediante la siguiente relación

$$\kappa_2^* B_2 = \kappa_5^* B_5 \quad . \quad (3.16)$$

*Turbina de gas.*

De igual forma, el balance de costo en la turbina se escribe como:

$$\kappa_3^* B_3 = \kappa_4^* B_4 + \kappa_5^* B_5 + \kappa_6^* B_6 \quad , \quad (3.17)$$

y el producto de la turbina tiene dos componentes, cuyos costos unitarios son iguales, entonces:

$$\kappa_4^* = \kappa_6^* \quad . \quad (3.18)$$

*Post-combustor.*

También el balance de costo en el post-combustor se expresa mediante la ecuación siguiente,

$$\kappa_4^* B_4 + \kappa_8^* B_8 = \kappa_9^* B_9 \quad . \quad (3.19)$$

De acuerdo con la  $R_{AC} - 3$ , el costo unitario de cada una de las componentes del producto son iguales, entonces:

$$\kappa_9^* = \kappa_{12}^* \quad . \quad (3.20)$$

*Caldera de Recuperación.*

Para el balance de costos en la HRSG, se tiene que,

$$\kappa_9^* B_9 + \kappa_{39}^* B_{39} + \kappa_{55}^* B_{55} = \kappa_{12}^* B_{12} + \kappa_{43}^* B_{43} \quad . \quad (3.21)$$

Existe otra entrada al sistema proveniente del entorno que proviene del agua que se está suministrando al *HRSG*; sin embargo, esta ecuación cambia para el ciclo combinado ya que la entrada real de agua al sistema no es realmente en este equipo y de acuerdo al sistema de la turbina la ecuación sería:

$$(\kappa_{43}^* + \kappa_{55}^*) = 1 \quad . \quad (3.22)$$

*Generador eléctrico.*

El balance de costos del generador eléctrico se escribe mediante la ecuación,

$$\kappa_6^* B_6 = \kappa_7^* B_7 \quad . \quad (3.23)$$

*Chimenea de gases.*

Todas las ecuaciones antes descritas ec (3.12) a ec (3.23), representan componentes que tienen un propósito productivo. Sin embargo, la chimenea de gases tiene por objeto la disipación de exergía del sistema aún cuando tiene un potencial exergético. Es decir, el propósito de este equipo es perder ese potencial de exergía; entonces se trataría de un componente con un *propósito disipativo*.

De igual forma, el balance de costos de la chimenea sería,

$$\kappa_{12}^* B_{12} = \kappa_{13}^* B_{13} \quad . \quad (3.24)$$

Se sabe por otro lado que el  $F$  de la chimenea proviene de los gases de salida del  $HRSG$  y que la exergía contenida en estos gases es debido a la diferencia entre la exergía de los gases de salida y entrada del  $HRSG$ . Sin embargo, si se consulta el diagrama productivo del sistema, figura 3.2, se observa que los gases de combustión del  $HRSG$  no se generan realmente en este componente, sino que se desarrollan en la cámara de combustión y en el post-combustor. De este modo las ecuaciones de costo se pueden reescribir del siguiente modo para la cámara de combustión,

$$\kappa_3^*(B_3 - y \cdot B_1)_2 = \kappa_1^* B_1 + \kappa_2^* B_2 \quad (3.25)$$

y

$$\kappa_4^* B_4 + \kappa_8^* B_8 = \kappa_9^*(B_9 - (1-y) \cdot B_1)_2 \quad (3.26)$$

Donde el símbolo  $y$  representa la fracción de recurso  $F$ , aportado por la cámara de combustión y  $1-y$  es la fracción de recurso aportada por el post-combustor para la obtención del  $F$  en la chimenea de gases de combustión  $B_{12}$ . Dicha fracción se calcula de acuerdo con la cantidad de exergía aportada por cada uno de estos componentes a la formación de este recurso disipado. Lo anterior puede verse directamente reflejado en los valores de los costos exergéticos unitarios.

De este modo se tiene un sistema de *trece* ecs. de  $\kappa^*$ , con *trece* incógnitas  $\kappa_i^*$ . Para mayores detalles sobre el sistema del ciclo combinado, las ecuaciones se encuentran descritas en el Apéndice III, de acuerdo a las proposiciones  $F - P$ .

Los valores asociados a estos costos exergéticos requieren de una mayor revisión a lo que es la formación de los costos de los residuos y para ello se tiene que rescatar el comportamiento de los componentes no productivos.

### 3.5 Componentes disipativos.

La presentación de la metodología a través del ejemplo de la unidad  $U - 4$ , permite por un lado detallar paso a paso la forma en que se realiza el análisis de la irreversibilidad. Sin embargo, también se presentan situaciones particulares en el ciclo combinado, que no se ven reflejadas en el ejemplo  $U - 4$  y que es necesario precisar de mejor manera.

Como ya se detalló en la sección anterior, los sistemas pueden contener componentes que se caracterizan por la ausencia de un producto definido que pueda ser medido en términos de exergía. La utilidad de dichos componentes se basa en la interacción con otros componentes del sistema para obtener productos comunes.

Ocasionalmente esta interacción proporciona un mayor rendimiento global del sistema, como en el caso del condensador del ciclo de vapor en la parte baja del ciclo combinado. En otras situaciones, su presencia es esencial para la operación de una planta, sobre todo si se toman en cuenta otros puntos de vista como el aspecto legal, el ecológico, etc.

La presencia de este tipo de componentes hace necesario ampliar las reglas de asignación de costos. No hay reglas generales para el tratamiento de los componentes disipativos, aunque en general deben ser tratados como residuos y el costo de las irreversibilidades asociadas con su operación deben ser imputadas como combustible de los componentes de la planta que entran en su proceso de formación.

Existen tres grandes equipos disipativos en el ciclo combinado: por un lado se tienen dos chimeneas de gases y el otro es el condensador, equipo que disipa exergía que no tiene un producto útil definido. Desde un punto funcional tiene un propósito disipativo y por lo tanto su producto es la exergía del calor disipado. Como es un flujo que abandona el sistema sin dar lugar a producto útil, debe ser imputado a los equipos donde se ha producido. Si se consulta un diagrama  $T - s$  del ciclo de vapor, el objetivo del condensador es recuperar la entropía generada a lo largo de la planta por cada uno de los equipos. De esta manera, el producto del condensador, que es la exergía del calor disipado  $\dot{B}_{Q_0}$ , viene dada por la siguiente ecuación,

$$\dot{B}_{Q_0} = \sum_j \rho_{COND,j} B_{20} \quad , \quad (3.27)$$

donde los coeficientes  $\rho_{3j}$  representan la porción de entropía generada en cada equipo:

$$\rho_{COND,ST'S} = \frac{s_{17} - (s_{43} + s_{53}) + s_{34} + s_{44}}{s_{17} - (s_{35} + s_{45})} , \quad (3.28)$$

$$\rho_{COND,HRSG'S} = \frac{s_{43} - s_{39} + s_{53} - s_{49}}{s_{17} - (s_{35} + s_{45})} , \quad (3.29)$$

y

$$\rho_{COND,DEA-WP} = \frac{s_{39} - s_{34} - s_{35} + s_{49} - s_{44} - s_{45}}{s_{17} - (s_{35} + s_{45})} , \quad (3.30)$$

evidentemente se cumple que:

$$\rho_{COND,ST'S} + \rho_{COND,HRSG'S} + \rho_{COND,DEA-WP} = 1 . \quad (3.31)$$

El costo del flujo de calor disipado en el condensador se imputará al producto de los equipos correspondientes. Estas últimas ecuaciones para este equipo disipativo, se pueden apreciar en el Apéndice IV, junto con las demás ecs. de  $\kappa^*$ .

Un comentario final para concluir este capítulo, sirve para delimitar que hasta ahora los elementos y definiciones utilizadas en este capítulo forman parte fundamental de la termoeconomía tradicional. En consecuencia, en el siguiente capítulo se desarrolla el análisis de las malfunciones, y disfunciones asociadas al sistema cuya identificación y caracterización permite ponderar con mayor detalle, en que equipos se puedan hacer recomendaciones precisas para mejorar la vida útil del ciclo y la operación misma del ciclo combinado.



## CAPÍTULO 4 ANALISIS DE MALFUNCIONES Y DISFUNCIONES

### 4 Más allá de la Teoría de Costo.

Hasta ahora se ha descrito la Teoría de Costo Exergético que permite formular un procedimiento de asignación de costos basado en repercutir el costo de los recursos de cada equipo, de forma exclusiva a su producto útil y proporcional a su exergía. Esto permite cuantificar los costos a partir de los valores de las exergías de los flujos, pero no responde de manera completa a las causas del proceso de formación de costos.

En este capítulo se pretende mostrar la metodología, que toma como punto de partida la teoría del costo exergético para la obtención de fórmulas generales que relacionan los costos y la eficiencia total del sistema con la eficiencia y las irreversibilidades de los componentes individuales.

De este manera no solo es posible obtener los valores de los costos exergéticos de los flujos de un sistema de una manera eficiente, mediante algoritmos, sino que además permite analizar en detalle el proceso de formación de los costos.

La descripción de la estructura productiva se basa en identificar el propósito de los flujos en cada equipo, incluyendo los equipos disipativos con la formación de residuos como ya se vio en el capítulo anterior. Con la información proporcionada es posible identificar entonces donde han sido generados. Esta información es clave para la asignación de costos de los residuos, y comprender de forma integral el proceso de formación de costos y residuos.

Finalmente esta metodología se aplica al estudio del efecto del incremento de las irreversibilidades de los componentes sobre el consumo adicional de recursos y el costo de las malfunciones.

#### 4.1.-Modelo de un proceso productivo-disipativo.

El primer paso para identificar el proceso de formación de los costos es trasladar el esquema físico, a un esquema productivo, que indique donde se utiliza el producto de cada componente; que parte se utiliza como recursos en otros componentes y que parte se transforma en producto final; y por otro lado cual es el origen de los recursos de cada componente, cual proviene de los recursos externos y que parte de los productos de otros equipos.

El problema de identificar la estructura productiva de un sistema, tiene muchas similitudes con el análisis económico *Input-Output* propuesto inicialmente por W. Leontief (Premio Nobel de Economía 1973), Yehia [4]. Este último consiste en un análisis cualitativo y cuantitativo de las relaciones que ligan las corrientes de bienes y servicios (flujos) entre los distintos sectores (equipos) de una unidad económica con objeto de estudiar sus características estructurales.

De acuerdo con este modelo, el producto de la  $i$ -ésima componente puede utilizarse como producto final del sistema, como fuel de otra componente y también puede existir una parte que se convierta en residuo. Esto se puede expresar mediante la siguiente ecuación, Torres [18].

$$P_i = B_{i0} + \sum_{j=1}^n B_{ij} \quad , \quad (4.1)$$

donde  $B_{ij}$ , es el producto de la  $i$ -ésima componente, utilizado como fuel y en la siguiente componente  $j$ -ésima, se considera la componente 0, como el entorno. De esta manera  $B_{i0}$  representa el producto final obtenido por la componente  $i$ -ésima. Por otra parte, el fuel de cada componente puede expresarse como:

$$F_i = B_{0i} + \sum_{j=1}^n B_{ji} \quad , \quad (4.2)$$

donde  $B_{0i}$  representa los recursos externos usados por la componente  $i$ -ésima, Torres [18].

De este modo el fuel y producto total del sistema pueden escribirse como:

$$F_T = P_0 + \sum_{j=1}^n B_{0j} \quad , \quad (4.3)$$

y

$$P_T = F_0 + \sum_{j=1}^n B_{j0} \quad . \quad (4.4)$$

El modelo  $F - P$  es capaz de identificar donde se generan los residuos y imputa sus costos en los componentes que los generan, como si se tratará de una irreversibilidad interna. Ahora bien, este modelo puede resultar insuficiente. Los flujos de equipos disipativos como el condensador, o los subproductos no pueden ser contemplados fácilmente con este modelo. Además al considerar los residuos como irreversibilidades (externas) no es posible identificar que parte de los costos o de las malfunciones de un componente se debe a las irreversibilidades internas y cuales a los residuos  $R$ , y también que el producto considerado en el modelo, no corresponde con el producto definido en cada componente. De lo anterior se desprende la siguiente afirmación:

*“El modelo debe ser ampliado de  $F - P$ , a  $F - P - R$ , para tratar de solventar las limitaciones del primero.”*

Como puede observarse en el capítulo anterior existen dos cadenas en el proceso de producción, por una parte la de formación del producto, y por otra la inevitable formación de residuos generados en el propio proceso de producción. Torres [17].

Entonces, el producto de cada componente genérico del sistema puede tener dos destinos diferentes, una parte como fuel de otros componentes y otra que no es utilizada por ningún otro componente, ni como producto final, convirtiéndose en un residuo. De este modo la ec. (4.1) puede ser rescrita como:

$$P_i = B_{i0} + \sum_{j=1}^n B_{ij} + \sum_{j=1}^n R_{ij} \quad . \quad (4.5)$$

El término  $R_{ij}$  representa el residuo generado en la componente  $i$  –ésima y es imputado a la  $j$  –ésima componente, causante de dicho residuo. Entonces el residuo imputado a cada componente se puede escribir como,

$$R_i = \sum_{j=1}^n R_{ij} \quad . \quad (4.6)$$

El modelo  $F - P - R$ , también se puede representar mediante una tabla, con dos bloques, uno relativo al fuel, y otro a los residuos, tal como se muestra en la figura 4.1.

		$F$			$R$		
$P$		$B_{ij}$			$R_{ij}$		

Figura 4.1 Tabla para presentación del modelo  $F - P - R$ ,

Un modelo equivalente puede aplicarse a la estructura productiva de los sistemas térmicos que puede representarse mediante su matriz de adyacencia  $A(n \times n)$ , y que se denomina *tabla fuel-producto-residuo*, que para el caso del sistema  $U - 4$ , que sirve de ejemplo, se muestra en la tabla 4.1.

Equipo	kW	$F_0$	$F_1$	$F_2$	$F_3$	$F_4$	$F_5$	$F_6$	$F_7$	$P$
Ambiente	$P_0$	0	224,644	0	0	52,492	1,988	0	0	279,124
CC	$P_1$	0	0	0	165,320	0	47,684	0	6123	219,127
CG	$P_2$	0	0	0	26,672	0	7,693	0	988	35,354
TG	$P_3$	0	0	100,156	0	0	0	73,198	0	173,354
HRSG	$P_4$	0	0	0	0	0	28,430	0	3651	32,081
PC	$P_5$	69,471	0	0	0	0	0	0	0	69,471
GE	$P_6$	72,014	0	0	0	0	0	0	0	72,014
SS	$P_7$	10,762	0	0	0	0	0	0	0	10,762
<b>Fuel</b>	$F$	141,485	224,644	100,156	191,992	52,492	85,796	73,198	10,762	
<b>Residuo</b>	$R$	10,762	0	0	0	0	0	0	0	
	$R - P$	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>		
	SS	0.5690	0.0918	0	0.3392	0	0	0	0	1

Tabla 4.1.- Tabla FPR del sistema  $U - 4$ .

La parte de la tabla correspondiente a los residuos, se correspondería con la matriz de adyacencia del grafico que representa el proceso de formación y asignación. Se debe entonces observar que en este modelo, el producto de cada componente se corresponde con el producto definido como componente aislada y no solo como el producto utilizable.

Una vez mostrada la estructura  $F - P - R$ , se puede redefinir las ecuaciones de costos exergéticos del modelo considerando los residuos, que al presentarse en cualquier sistema real, siempre se tendrán las siguientes expresiones,

$$P_i^* = B_{i0}^* + \sum_{j=1}^n B_{ij}^* + \sum_{j=1}^n R_{ij}^* . \quad (4.7)$$

El término  $P_i^*$  representa el costo exergético del producto para la componente  $i$ -ésima, tomando en consideración el costo exergético del residuo  $R_{ij}^*$ , de la componente  $i$ -ésima al ambiente  $B_{i0}^*$  y de la componenete  $i$ -ésima a la componente  $j$ -ésima  $B_{ij}^*$ .

$$F_i^* = B_{i0}^* + \sum_{j=1}^n B_{ji}^* . \quad (4.8)$$

En la ecuación anterior, el término  $F_i^*$  representa el costo exergético de recurso de la componente  $i$ -ésima,

$$R_i^* = \sum_{j=1}^n R_{ji}^* , \quad (4.9)$$

y el término  $R_i^*$  representa el costo exergético de residuo de la componente  $i$ -ésima.

De acuerdo con el modelo  $F - P - R$ , las *proposiciones*  $F - P$  de la teoría del costo exergético, se pueden reescribir en la forma siguiente:

$$R_{AC} - 1: B_{0i}^* = B_{0i} , \quad (4.10)$$

$$R_{AC} - 2: F_i^* = P_i^* + R_i^* , \quad (4.11)$$

y

$$R_{AC} - 3: \kappa_{ij}^* = \kappa_{P,i}^* ; \quad (4.12)$$

donde  $\kappa_{ij}^*$  representa el costo exergético unitario del flujo  $B_{ij}$  que satisface la siguiente relación,

$$B_{ij}^* = \kappa_{ij}^* B_{ij} \quad . \quad (4.13)$$

Las ecuaciones (7-13) pueden combinarse en la ecuación:

$$P_i^* = B_{0i}^* + \sum_{j=1}^n \kappa_{P,i}^* B_{ji}^* + \sum_{j=1}^n \kappa_{R,i}^* R_{ji}^* \quad ; \quad (4.14)$$

que permite determinar el costo exergético de los productos de cada componente  $P_i^*$ , si es conocida la exergía de los flujos de la estructura productiva del sistema. Se puede apreciar en la ecuación anterior que el flujo residuo se comporta como si fuera un recurso adicional de entrada a la componente  $i$ -ésima para obtener el costo del producto en la  $i$ -ésima componente.

La tabla 4.2 muestra los resultados del cálculo de costos exergéticos obtenidos de aplicar las ecuaciones descritas en esta sección.

Equipo	$F$	$P$	$I$	$\kappa$	$\kappa_P^e$	$\kappa_P^r$	$\kappa_P$	$\kappa_F$	$\kappa_P^*$	$\kappa_F^*$	$\kappa_R^*$
	kW	kW	kW								
CC	224,644	219,127	5,517	1.0	1.0	0.0	1.1	1.0	235,121	224,644	10,478
CG	100,156	35,354	64,802	2.8	4.9	0.3	5.2	1.8	184,673	182,983	1,690
TG	191,992	173,354	18,639	1.1	1.7	0.1	1.8	1.6	316,713	316,713	0
PC	52,492	32,081	20,411	1.6	1.6	0.2	1.8	1.0	58,739	52,492	6,247
HRSG	85,796	69,471	16,325	1.2	1.9	0.1	2.1	1.7	145,394	145,394	0
GE	73,198	72,014	1,184	1.0	1.8	0.1	1.9	1.8	133,730	133,730	0
SS	10,762	10,762	0	1.0	1.6	0.1	1.7	1.7	18,415	18,415	0

Tabla 4.2.- Resultados del cálculo de costos exergéticos.

Donde  $F^*$ ,  $P^*$  y  $R^*$  son el costo exergético de Recursos,  $F$ , de los Productos,  $P$ , y de los Residuos,  $R$ ; respectivamente, y que se imputan a cada componente.  $\kappa_P^*$  y  $\kappa_F^*$  son los costos unitarios del  $P$  y  $F$  y el consumo unitario  $\kappa$ , se define aquí como el cociente entre el costo unitario del  $P$  y del  $F$ .

Para el sistema del ciclo combinado, los valores de los costos para las condiciones de diseño y operativo pueden consultarse detalladamente en el Apéndice V.

## 4.2 Diagnóstico termoeconómico.

El objetivo del diagnóstico termoeconómico es determinar y comprender los signos de malfunción y cuantificar sus efectos. En este último caso, el efecto de una malfunción se cuantifica en términos del consumo adicional de recursos necesarios para obtener la misma producción, tanto en cantidad como en calidad. Entonces, el problema del diagnóstico termoeconómico de sistemas térmicos puede ser solucionado cuantificando en donde, como y cuanto de los recursos consumidos se pueden ahorrar, manteniendo los objetivos de producción. Para resolver este problema, se necesita la aplicación de un procedimiento que permita determinar de forma precisa el estado del sistema, tanto para unas condiciones de diseño o referencia, como para cualquier otra condición de operación. Es decir una teoría que proporcione los conceptos y herramientas necesarias para explicar las causas de consumo adicional de recursos y evidentemente los ahorros posibles. Valero [20].

La irreversibilidad  $I$  de cada componente del sistema se obtiene entonces a partir de los balances de exergía. En la realidad, no es posible evitar todas la  $I$  de un componente, el ahorro de exergía potencial esta limitado por restricciones de tipo técnico y/o económico, y dependen del nivel de decisión que limita las acciones que pueden ser tomadas.

Desde esta perspectiva, si se considera la información sobre la exergía de los flujos del sistema  $U - 4$ , presentado en condiciones de diseño y operación, la tabla 4.3, se observa que únicamente 2559 kW de los 129.435MW de la irreversibilidad total podrían ser recuperados, ya que a condición de diseño se presentan 126.887 MW.

Flujo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$B^0$	224644	35354	254480	62488	100156	73198	72014	52492	94569	1988	69471	10762	10762
$B$	226024	35886	258289	62800	103747	73198	72014	54148	95943	1997	67646	13073	13073

Tabla 4.3. Exergía de los flujos del sistema  $U - 4$  en condiciones de diseño y operación.

El consumo adicional de recursos puede ser escrito como la diferencia entre el fuel total en operación  $F_T$  y en condiciones de diseño  $F_T^0$  para el mismo objetivo de producción, se tiene que:

$$\Delta F_T = F_T - F_T^0 \quad , \quad (4.15)$$

se puede descomponer como la suma de las irreversibilidades internas y externas de cada componente:

$$\Delta F_T = \Delta I_T = \sum_{i=1}^n I_i - I_i^0 = \sum_{i=1}^n \Delta I_i \quad . \quad (4.16)$$

Este método permite cuantificar el consumo adicional de recursos, pero no es capaz de identificar las causas reales del consumo adicional de recursos. Torres [18].

Como aplicación de las ecuaciones del modelo  $F - P - R$ , se puede obtener una ecuación general que permita obtener la variación del fuel total del sistema, en función de la variación de los consumos exergéticos unitarios de cada componente.

Partiendo de la siguiente ecuación:

$$F_T = \sum_{j=1}^n \kappa_{0j} P_j \quad . \quad (4.17)$$

A partir de los valores proporcionados por el simulador Thermoflex y de acuerdo a los datos obtenidos de un diagnóstico de la planta en consideración, fue posible obtener los valores de los consumos exergéticos unitarios de los equipos  $\kappa_{ij}$ , en la situación actual de operación del sistema y compararlos con los valores de referencia de acuerdo a los prontuarios de los equipos y que como ya se mencionó, parte de esa información se encuentra en el Apéndice I:

$$\Delta \kappa_{ij} = \kappa_{ij}(x) - \kappa_{ij}(x^0) \quad ; \quad (4.18)$$

en la ecuación anterior, el símbolo  $x$  representa los valores actuales de operación y  $x^0$  los valores de referencia de las variables de operación o diseño de la planta. Aplicando las fórmulas sobre incrementos que se tienen en el algoritmo de *factorización LU*, para matrices del tipo diagonal estrictamente dominante a la ecuación del fuel total, dada por la ec. (4.17), es posible obtener la variación del fuel total respecto a las condiciones de diseño. Esta ecuación puede escribirse en forma escalar como:



$$\Delta F_T = \sum \left( \sum \kappa_{p,j}^*(x) (\Delta \kappa_{ji} + \Delta \rho_{ji}) \Delta \kappa_{ji} P_i(x_0) + \kappa_{p,i}^*(x) \Delta P_{s,i} \right) \quad (4.19)$$

Esta ecuación relaciona el incremento del fuel total con el incremento del consumo unitario de recursos y residuos y la variación del producto total. De acuerdo con esta fórmula, el impacto en fuel total generado por cada componente tiene tres contribuciones:

- La generada por la variación del consumo unitario de los recursos que produce una malfunción y cuyo costo viene dado por el costo unitario de los recursos que utiliza.
- La generada por la variación del consumo unitario de los residuos. Esta variación produce una malfunción inducida sobre el equipo, cuyo costo unitario es el del residuo, o mejor el de los recursos que se gastaron para generar el residuo.
- La contribución debida al incremento del producto total generado en esa componente  $\Delta P_{s,i}$ .

La variación del consumo exergético unitario de recursos y residuos incrementa la irreversibilidad interna y externa de la componente en una cantidad que se suele llamarse *malfunción*,  $(\Delta \kappa_{ji} + \Delta \rho_{ji}) \Delta P_i^0$  y que implica un consumo adicional de recursos que se llama costo de la malfunción  $\kappa_{p,j}^* (\Delta \kappa_{ji} + \Delta \rho_{ji}) \Delta P_i^0$ . Entonces el impacto en fuel se puede expresar como la suma del costo de las malfunciones de cada componente. Valero [21].

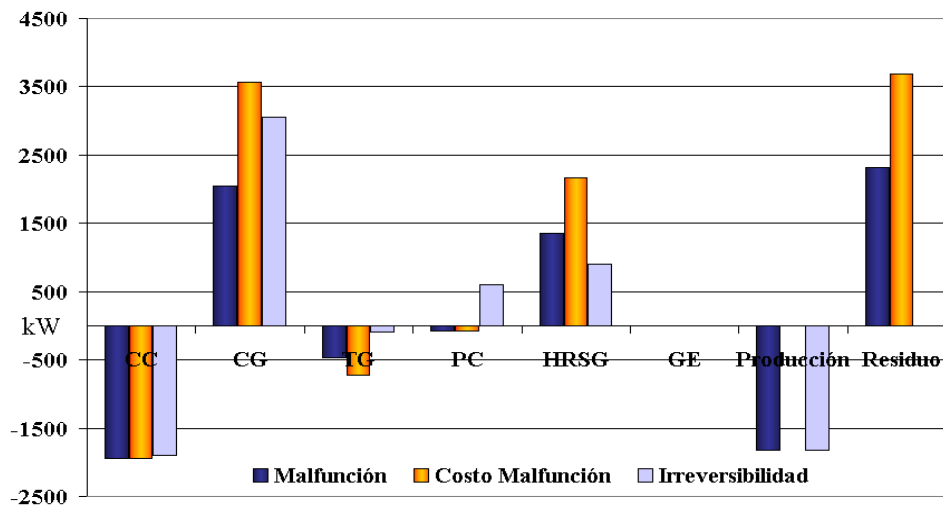


Figura 4.2 Impacto en Fuel y Ahorro Técnico sistema U – 4.

La figura 4.2 compara por medio de un diagrama de barras, el impacto en el fuel a través de los incrementos de las irreversibilidades de cada componente, la malfunción y el costo de la malfunción de cada componente. En el gráfico se muestra que hay malfunciones localizadas en la cámara de combustión, el compresor y la caldera de recuperación. El mayor incremento de las irreversibilidades está localizado en el compresor, al igual que la mayor malfunción.

### 4.3 Análisis de Malfunción y Disfunción.

No hay una relación directa entre el incremento de irreversibilidades y su impacto en fuel. Cuanto más avanzado está el proceso de producción, mayor es el costo de las irreversibilidades y en consecuencia mayor es el impacto en fuel. Además, la degradación de un componente, fuerza al resto de los componentes a adaptar su comportamiento para mantener el objetivo de producción, y esto también produce un incremento de las irreversibilidades. Torres [18], Valero [20].

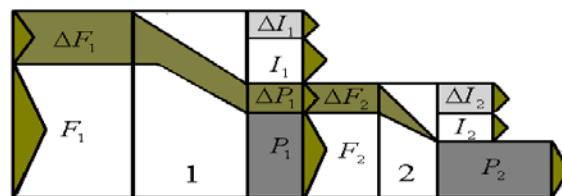


Figura 4.3 Impacto en fuel de una malfunción

En la figura 4.3, se muestra como aumentan las irreversibilidades de un componente al aumentar su consumo exergético unitario y como repercute en el aumento de las irreversibilidades en los componentes previos. El incremento de las irreversibilidades internas en función de los consumos unitarios de recursos y residuos se debe a la variación propia del consumo unitario de cada componente y el segundo al efecto que produce la variación de la producción de cada componente para adaptarse a los objetivos globales de producción. Con esta idea, se llamará *malfunción interna MF*, de la componente  $i$ , a la suma del incremento de la irreversibilidad debido a la variación de sus consumos exergéticos unitarios y viene dada por las ecuaciones siguientes:

$$MF_{ji}^k = \Delta \kappa_{ji} P_i^0 \quad , \quad (4.20)$$

$$MF_i^k = \sum_{j=0}^n MF_{ji}^k \quad . \quad (4.21)$$

De forma equivalente se denota a la *malfunción externa*  $MF^r$ , como la debida a la generación de residuos y definida mediante las ecuaciones siguientes,

$$MF_{ji}^r = \sum_{j=0}^n \Delta \rho_{ji} P_i^0 \quad , \quad (4.22)$$

$$MF_i^r = \sum_{j=0}^n MF_{ji}^r \quad . \quad (4.23)$$

También para completar las definiciones se utilizará *disfunción*  $DF$ , de una componente al incremento de su irreversibilidad debida a la variación de su producción local a causa de las malfunciones de otras componentes y que se puede representar mediante la ecuación siguiente,

$$DF_i = (\kappa_i - 1) \Delta P_i + \sum_{j=0}^n \rho_{ij} \Delta P_j \quad . \quad (4.24)$$

La malfunción solo afecta el comportamiento de la propia componente; es sí misma una *irreversibilidad endógena*, mientras que la disfunción es una *irreversibilidad exógena* inducida por la malfunción de otras componentes. Torres [18], Valero [20].

Desarrollando  $\Delta P$ , en la ecuación (4.24) se tiene entonces la expresión de la disfunción en términos de los consumos unitarios, que en forma escalar puede expresarse como:

$$DF_i = \sum_{j,h=1}^n (\phi_{ih} + \psi_{ih}) (MF_{hj}^k - MF_{hj}^r) \quad . \quad (4.25)$$

La expresión anterior muestra como una malfunción en la componente  $j$  genera una disfunción sobre la componente  $i$ , proporcional a los coeficientes  $\phi_{ih}$  y  $\psi_{ih}$ , que representan la suma de las contribuciones de las irreversibilidades y residuos. Dichos coeficientes no dependen de la cantidad de malfunción, sino únicamente de los consumos unitarios de los componentes. Entonces, la disfunción no puede ser corregida por sí misma,

solamente disminuyendo la malfunción que la genera. El ahorro técnico de exergía de cada componente puede escribirse como suma de sus malfunciones y de las disfunciones generadas por las otras componentes del sistema:

$$\Delta I_r + \Delta R_i = MF_i^k + MF_i^r + DF_i \quad . \quad (4.26)$$

La figura 4.4, describe justamente las causas del incremento de las irreversibilidades en el sistema  $U-4$ , como suma de malfunciones y disfunciones generadas por otros componentes.

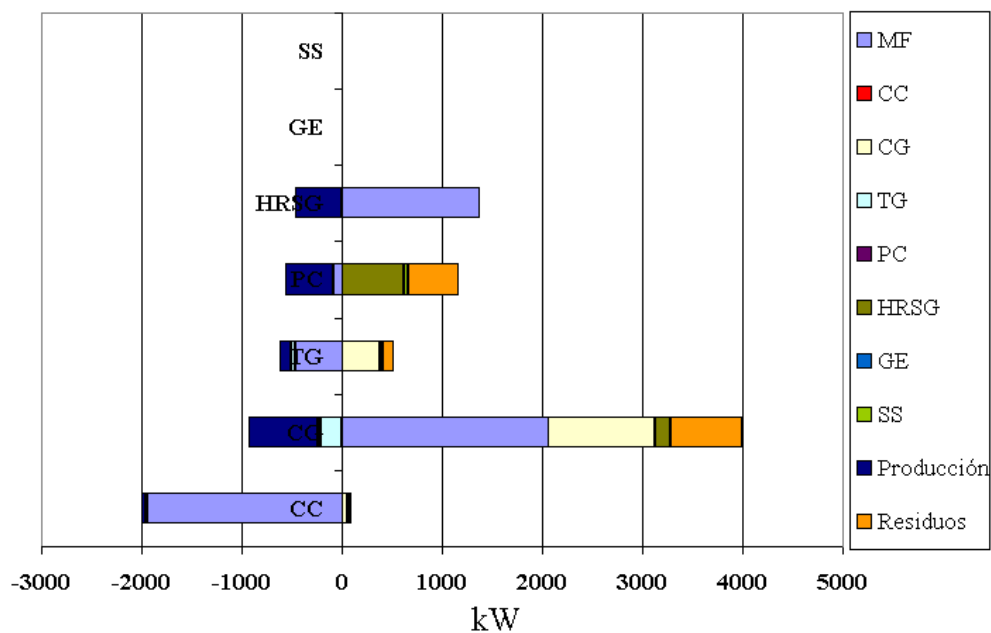


Figura. 4.4 Análisis de la Irreversibilidades sistema  $U-4$ .

#### 4.4 Impacto en Fuel y Disfunción.

En el caso de las disfunciones, es claro que no tiene gran sentido separar el incremento del residuo y la irreversibilidad debido a la malfunción interna y externa. Sin embargo, sí es importante distinguir entre el costo de las malfunciones internas y externas de cada componente. Entonces si se denota al *costo de la malfunción interna* de una componente a través de la relación siguiente,

$$MF_i^* = \sum_{j=0}^n \kappa_{P,j}^* MF_{ji}^k = MF_i^k + \sum_{h=1}^n (\phi_{ih} + \psi_{ih}) MF_{ji}^k \quad , \quad (4.27)$$

y el costo de la malfunción externa o residuo mediante la ecuación,

$$MR_i^* = \sum_{j=0}^n \kappa_{P,j}^* MF_{ji}^r = MF_i^r + \sum_{h=1}^n (\phi_{ih} + \psi_{ih}) MF_{ji}^r \quad ; \quad (4.28)$$

por lo tanto el impacto de combustible puede expresarse como

$$\Delta F_r = \sum_{i=1}^n MF_i^* + MR_i^* \quad . \quad (4.29)$$

En estas expresiones se puede ver que el costo de una malfunción es igual a la malfunción más la disfunción generada por dicha malfunción. Torres [18-19], Valero [20].

De este modo es posible discernir para cada componente su impacto en fuel en dos partes: la generada por sus irreversibilidades o malfunciones internas, propias del funcionamiento interno del componente, a la generada por el incremento de los residuos imputados al componente, que dependen más del modelo termoeconómico global del sistema definido. La figura 4.4 muestra un gráfico de barras del costo de la malfunción de cada equipo como acumulación de su malfunción y las disfunciones que genera.

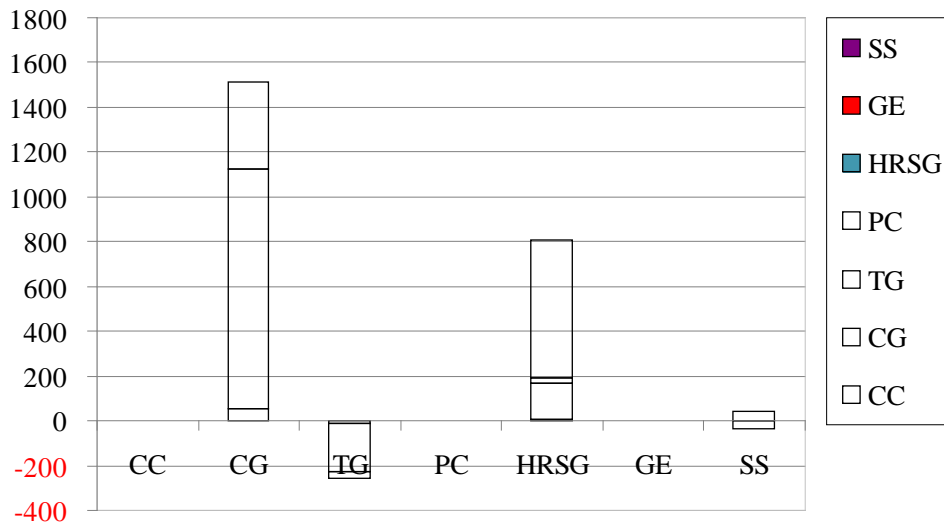


Figura 4.4 Análisis del costo de las malfunciones sistema U – 4.

La formulación desarrollada en esta sección se puede resumir en forma tabular tal como se presenta en la tabla 4.4 para el sistema  $U - 4$ , lo que permite mayor claridad en los cálculos y presentación de los resultados. Para ello se define la matriz de malfunciones  $MF$ , cuyos elementos están definidos mediante la siguiente relación,

$$MF_{ji} = (\Delta\kappa_{ji} + \Delta\rho_{ji}) P_i^0 \quad (4.30)$$

De igual forma, se define la matriz de disfunción  $DF$ , cuyos elementos son:

$$DF_{ji} = \sum_{h=1}^n (\phi_{jh} + \psi_{jh}) (MF_{hi}^k + MF_{hi}^r) \quad (4.31)$$

	CC	CG	TG	PC	HRSG	GE	SS	$DF$	$MF$	$\Delta I$
CC	0	57.114	-11.715	0	8.36	0.02	-1.68	52.10	-1948.58	-1896.48
CG	0	1070.181	-213.454	0	158.39	0.31	-31.21	984.22	2050.79	3035.01
TG	0	386.374	-34.198	0	25.38	0.11	-5.00	372.66	-471.78	-99.12
PC	0	0	0	0	613.96	0.00	42.34	656.30	-78.03	578.27
HRSG	0	0	0	0	0	0	0	0	1360.347	1360.35
GE	0	0	0	0	0	0	0	0	0.60	0.60
SS	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.00
$DF$	0	1513.67	-259.37	0	806.09	0.44	4.46	2065.29		
$MF$	-1948.58	2050.79	-471.78	-78.03	1360.35	0.60	0		913.34	
Total	-1948.58	3564.46	-731.15	-78.03	2166.43	1.04	4.46			2978.63

Tabla 4.4 Malfunción- disfunción sistema  $U - 4$

## CAPÍTULO 5 OPTIMIZACIÓN DEL CICLO COMBINADO

### 5 Propuestas de optimización de ciclo combinado.

En los últimos años, la teoría estructural y la termoeconomía simbólica han sido reconocidos como poderosas herramientas para diagnosticar las causas que conducen a aumentar el consumo de combustible en ciclos de energía. Por lo tanto, en la actualidad, el diagnóstico termoeconómico es una disciplina bien establecida por Torres y Valero [18-20] que se ha utilizado como una técnica para ejemplos específicos relacionados con la producción de energía Valero y Torres [3-19]. Remarcando lo que ya se mencionó en la sección 4.1 que no necesariamente se tiene que hacer a través de la exergía, pero sin duda se trata de una metodología bien estructurada y que puede ser todavía enriquecida.

Cuando se realiza este tipo de investigación, el analista se puede enfrentar con ciertas situaciones en el desarrollo del mismo y que a través de la experiencia puede contribuir a fortalecer aun más la metodología propuesta. En esta dirección puede encontrarse algunos análisis con diferentes aspectos y aplicaciones del ciclo combinado Cafaro et al [22] y Rovira et al [23], Sin embargo, el diagnóstico no es el único factor importante: las técnicas de optimización térmicas económicas complementan nuestra visión de la optimización de los ciclos combinados con la comprensión del diseño térmico y las mejoras en el rendimiento de los ciclos de potencia combinados Ahmadi y Pellegrini [24-25].

Las técnicas de optimización juegan un rol fundamental en los ciclos termodinámicos y se han modificado con la ayuda del análisis de la mínima generación de entropía, Bejan [7,10]. Este método predice la mejor eficiencia restringida por la mínima generación de entropía, para el diseño térmico de un sistema. El diagnóstico termoeconómico muestra la desviación real e inevitable causada por la presencia de irreversibilidades de un ciclo modificado previamente, para obtener una mejor eficiencia o efectividad.

Este punto ha sido explorado a detalle teniendo en cuenta la optimización del HRSG para el diseño del ciclo combinado, lo que maximiza el trabajo obtenido en el ciclo de vapor. Casarosa [14].

En ese trabajo la optimización termodinámica tradicional esta basada en la minimización de las pérdidas de exergía, aunque la optimización termodinámica económica está basada en la minimización de costo total del HRSG, a través de la simplificación para una base monetaria común del costo de exergía perdida y de la instalación del sistema.

Estudios similares al anterior Bassilli, Pellegrini et al, Franco[15, 25, 26], proponen un incremento de la eficiencia de la planta a través de la configuración del HRSG con uno dos o tres niveles de presión de vapor el cual permite un mejor uso de la corriente de gases de salida de la turbina de gas. Por otro lado también se resalta como la desagregación de un equipo proporciona un mejor desarrollo de la optimización.

Por otra parte el análisis y los conceptos relacionados con la reducción de irreversibilidad vistos en el capítulo anterior juegan un rol central en el diagnóstico termoeconómico, debido a que la degradación de los componentes es vital para tener la eficiencia operativa a través del tiempo de vida del ciclo termodinámico.

## **5.1 Estructura productiva.**

Los conceptos observados de la estructura productiva son de suma importancia ya que ayudan a describir cada componente con un objetivo de producción definido en términos de su eficiencia exergética. Al hablar entonces de una metodología, es claro que se puede desarrollarla para los sistemas termodinámicos en general, pero lo que se pretende es tratar de forma específica lo que tiene que ver con los ciclos combinados. Por lo tanto la estructura productiva es de suma importancia y la pregunta en este punto sería la siguiente:

*¿Cómo es la estructura productiva de un ciclo combinado en términos generales?*

Si se comienza describiendo la estructura productiva de la turbina de gas (CG, CC; TG), esta no cambiaría a la descripción presentada en el capítulo 3; de hecho, si se observa la figura 5.1 se aprecia que la estructura de turbina de la U-4 es exactamente igual que la U-5.

En este ciclo combinado en particular se tiene un post-combustor por cada unidad de turbina de gas, componente que no necesariamente se tiene presente en todos los ciclos combinados por lo que la estructura productiva podría ser más simple que la presentada en este trabajo.



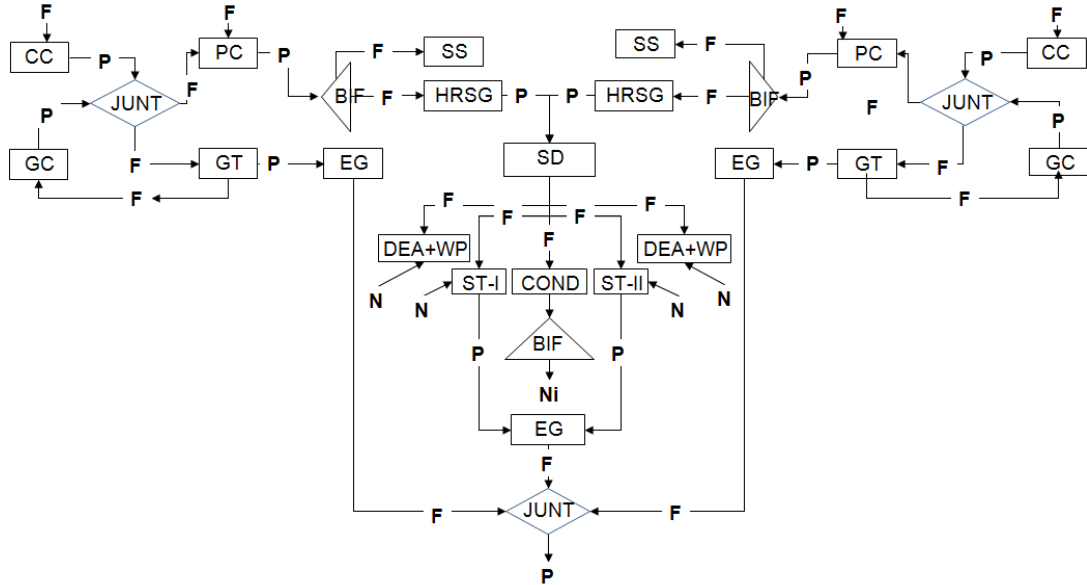


Figura 5.1 estructura productiva del ciclo combinado Tula.

La manera en que se presenta la estructura productiva es de un sistema agregado, ejemplo claro de esto es que en el HRSG descrito en el capítulo 3, se menciona la forma en que se realizó la agregación. En este componente es donde el ciclo tiende a exhibir una estructura productiva diferente debido a que existen actualmente configuraciones diferentes a las que presenta el ciclo combinado de la Central Tula, como puede verse en trabajos como Bassilli [15], Ahmadi [24], y Verda et al [27].

Ya se mencionó anteriormente que se han realizado diversos análisis considerando varios niveles de presión en la HRSG; es decir, el número de domos del HRSG puede ser desde uno hasta tres actualmente.

Si se realiza de forma separada el análisis de la estructura de la HRSG, lo que se observa sería la propagación de la irreversibilidad a través de los varios intercambiadores de calor que integran al componente conocido como HRSG. Entonces la estructura de este equipo depende del número de intercambiadores de calor que se tengan (economizadores, domo y sobrecalentadores).

Por lo tanto cambiaría la estructura, teniendo que realizarse de forma específica para el ciclo combinado a analizar. Sin embargo, tal como se presenta en la figura 5.1; es decir, en forma agregada se puede aplicar esta estructura productiva de forma global a cualquier ciclo combinado.

En lo que representa a los resultados, lo anterior es válido para la estructura productiva; sin embargo, obviamente se tiene que marcar que la relevancia de cada componente depende del sistema que se va a analizar, por lo que se acota en este trabajo que el análisis se realizó para cada equipo, pero por cuestión de presentación se muestra los resultados del sistema agregado.

En lo que se refiere a la estructura del ciclo de vapor, se puede iniciar con la turbina de vapor, considerando las siguientes condiciones generales:

- El recurso aportado se distribuirá en el número de etapas que se tenga de la turbina de vapor.
- Parte del recurso será para los calentadores y/o el deareador o deareadores como es el caso.
- Parte del recurso será para el condensador que disipa al ambiente.

Por último la estructura del generador eléctrico no cambia ya que se tendrá que la o las entradas son el F y la salida el P.

## 5.2 Metodología termoeconómica aplicada al Ciclo Combinado Tula.

La metodología establece dos *escenarios* para realizar la comparativa del sistema a condición operativa con respecto a la condición de diseño. El primero que se presenta es el más común y es el que ya se desarrolló en el capítulo anterior considerando que se tiene la *misma producción para el producto final*. En este caso, la energía eléctrica producida sería la suma de las tres unidades del ciclo combinado que se está analizando, y que se representa de la siguiente manera:

$$\Delta P - \Delta P^0 = 0 \quad . \quad (5.1)$$

De esta forma se puede obtener el impacto de combustible de acuerdo a la ec. (4.15) y calcular ese consumo adicional como la suma de las irreversibilidades que se tienen en el sistema global. Partiendo de este primer escenario se pueden apreciar las circunstancias que se presentan en el sistema analizado, Valero [21].

Por un lado las turbinas de gas tienen una producción aproximadamente de 72 MW cada una y la turbina de vapor tiene una producción de 107 MW, a condiciones de diseño. Inicialmente, la parte de las turbinas de gas no representa ninguna dificultad en la condición de diseño con respecto a la operativa ya que se logra aproximadamente la misma producción eléctrica; sin embargo, en este ciclo combinado donde se tienen dos unidades de gas por una unidad de vapor, no existe forma de ajustar la producción eléctrica en esta última unidad de la condición operativa con respecto a la condición de diseño.

La producción de potencia de la turbina de vapor depende fuertemente en el aspecto operativo de la cuantificación de irreversibilidad en el HRSG: una mayor irreversibilidad y rechazo de exergía en la chimenea de gases de combustión, conlleva a tener una menor exergía del vapor que ingresa a la turbina de vapor.

Por otra parte se tiene además la limitación física de que si se quiere igualar la producción de potencia en la turbina de vapor, el HRSG no puede trabajar a puntos de acercamiento más bajos que la condición para la que fue diseñado; por lo tanto, la producción de exergía de producto en la turbina de vapor se reduce considerablemente pasando de 107.703MW de la condición de diseño a 102.679 MW en la condición operativa.

En el proceso operativo, la única forma entonces de tener mayor producción en la turbina de vapor sería teniendo una mayor cantidad de exergía en los gases de combustión que producen el vapor. Lo anterior no sería físicamente posible en las turbinas de gas, situación que se documentará más adelante al discutir el otro escenario delineado por la misma metodología.

La otra forma de lograr la misma producción, es mediante el suministro de más combustible en la entrada del post-combustor, con lo cual se tendría a los gases de combustión con una temperatura más elevada. De cualquier forma, ya sea que el ingreso de combustible se lleve a cabo por la cámara de combustión ó por los post-combustores, esto se llevaría a costa de una menor eficiencia del ciclo, que la que realmente tiene el Ciclo combinado.

El Segundo escenario se establece entonces considerando el *mismo recurso de entrada al sistema*. Los flujos de entrada al ciclo combinado son básicamente el aire de entrada y el combustible que entra a las turbinas de gas como por medio de los combustores,

$$\Delta F - \Delta F^0 = 0 \quad . \quad (5.2)$$

Sin embargo, lo anterior no se puede cumplir del todo debido a que se tiene una limitación física debido asociada a una máquina volumétrica y que como su nombre lo indica, maneja un fluido de trabajo compresible. Dixon [28]. Este fluido depende de las condiciones ambientales marcadas en el capítulo 2, donde se destaca la altitud como un factor determinante en el desarrollo del compresor, de la turbina de gas e incluso en la chimenea de los gases de salida. Además, las condiciones atmosféricas afectan desde luego la presión de salida del compresor por la relación de presiones que maneja el equipo, a una mayor altitud, se disminuye la presión, y por lo tanto la densidad del aire.

Incluso la concentración de oxígeno en el aire, de acuerdo a algunos estudios disminuye con la altitud, todo esto proporciona la pauta para agregar que el flujo volumétrico de aire de entrada a un ducto de la misma dimensión y a diferente velocidad, da sin duda un menor flujo másico de aire de la condición de diseño con respecto a si se trabaja a condiciones de nivel de mar a la condición in situ. El aspecto anterior fue una de las primeros factores que se tomó en consideración para el presente análisis; de la misma manera como se hizo al comparar la condición de diseño con respecto a la condición operativa. En este caso, no se tiene el mismo flujo másico de aire teniendo variaciones que en la realidad representan porcentajes muy bajos, del orden de 1.5 % el más alto de las dos unidades de gas, y los valores puntuales del cambio de flujos tanto en el flujo de gases de combustión como del combustible pueden verse en la tabla 5.1

Por otro lado, la cantidad mayor de combustible se da en la condición operativa, lo cual resulta lógico ya que se requiere cubrir las irreversibilidades causadas a través de la degradación de los componentes con respecto al tiempo. Aunque el mayor aumento se da en el post-combustor no se presenta así en las cámaras de combustión de la turbinas de gas. La presión de salida de la turbina y que pasa a través del HRSG es prácticamente la misma que la presión atmosférica, marcando con ello la temperatura a lo que pueden salir esos gases de combustión, con el fin de evitar la condensación del vapor de agua contenida en esos gases y que puedan dañar los ductos de salida.

Si el sistema requiriera la misma cantidad de recurso de entrada, entonces la expresión que permite calcular la cantidad de irreversibilidad presente en el sistema de forma global y análoga a la ec. (4.15) en términos de producto, es la siguiente:

$$\Delta I = \Delta P - \Delta P^0 \quad . \quad (5.3)$$

Donde  $\Delta P$  es la cantidad de producto obtenido a la condición operativa y  $\Delta P^0$ , es la cantidad de producto obtenido a la condición de diseño, y  $\Delta I$ , obviamente la irreversibilidad total del sistema.

De acuerdo a lo señalado anteriormente, se puede concluir en esta parte que el sistema no guarda una cantidad de producto igual con lo propuesto en el último escenario, por lo que no se cumple la expresión (5.2), pero tampoco se cumple con la ecuación (5.1) que es lo que se maneja comúnmente de comparación debido a que no se tiene el mismo combustible de entrada.

Aunque se puede observar que en el análisis mencionado las ecs. (4.15) y (5.3) deben ser combinadas para obtener la cantidad de irreversibilidad total que tiene el sistema, dando la siguiente expresión,

$$(F - F^0) + (P^0 - P) = \Delta I \quad , \quad (5.4)$$

$$\Delta F + \Delta P = \Delta I \quad ; \quad (5.5)$$

siendo claro que la irreversibilidad puede considerarse como la cantidad de recurso adicional  $(F - F^0)$  que está entrando al sistema global más la cantidad de producto no obtenido en la condición operativa  $(P^0 - P)$  y que a final de cuentas se puede cuantificar como incremento de irreversibilidad  $\Delta I$ .

Parte de los análisis desarrollados con la metodología propuesta por Valero [21], se han validado a través de variaciones estándar de ciertos parámetros (puntos de presión, la eficiencia) para un sistema con una turbina de vapor.

En este trabajo se utiliza la teoría estructural y el diagnóstico termoeconómico con el fin de encontrar el mal funcionamiento y la disfunción de cada uno de los componentes descritos ampliamente en este capítulo y anteriores. Lo anterior se lleva a cabo mediante la medición

y / o la obtención de todos los estados termodinámicos de los balances de energía y posteriormente utilizando los balances de costo exergético para cada condición:

- Diseño: con las pruebas de rendimiento en la planta cuando se comenzó a operar.
- En funcionamiento: con la propia degradación del sistema, utilizando los datos medidos.

### 5.3 Resultados del Ciclo Combinado Tula.

En la tabla 5.1 se presentan las modificaciones más significativas para cada componente de la planta. Estos parámetros se obtuvieron con la ayuda de las simulaciones realizadas con el programa de simulador de Thermoflex, que permite determinar la eficiencia real del sistema.

Equipo	Variable	Datos de diseño			Variación			Unidad s
		Unidades de generación			$\Delta x_i$			
		GT	GT	ST	GT	GT	ST	
CC	Flujo combustible	4.89	4.89		0.03	-0.013		kg/s
GC -GT	Eficiencia	31.86	31.77		-0.190	-0.200		%
PC	Flujo combustible	1.14	1.11		0.04	0.04		kg/s
HRSG	Flujo de gas	269.2	269.2		4	0.7		kg/s
	Pérdida de calor	604.33	613.32		73.27	55.17		kW
	Flujo de vapor	50.93	50.82		0.18	-0.36		kg/s
SD	Temperatura			507.5			28.5	C
ST-I	Eficiencia			95.4			-0.9	%
ST-II	Eficiencia			95.4			-0.9	%
DEA	Flujo de vapor			10.37			0.066	kg/s
SS	Temperatura	205.49	207.43			17.02	16.87	C
COND	Temperatura			46.13			0	C
GE	Eficiencia	98.38	98.38	98.58	0	0	0	%

Tabla 5.1 Cambios de condiciones de diseño y operativas del ciclo combinado.

La cantidad de exergía de producto en el sistema de diseño es de 4979,14 kW más que en el sistema operativo actual. De esta manera esta exergía adicional para el sistema operativo, puede ser interpretada como el carácter irreversible que se puede apreciar en la figura. 5.2. Teniendo en cuenta que la producción de operación requiere más combustible, el impacto de las ineficiencias del dispositivo en el consumo total de la planta es alta, y el efecto de la ineficiencia de un dispositivo (un mal funcionamiento intrínseco) en el resto de los equipos (inducida por fallas en el desempeño y las disfunciones) debe ser analizado y cuantificado.

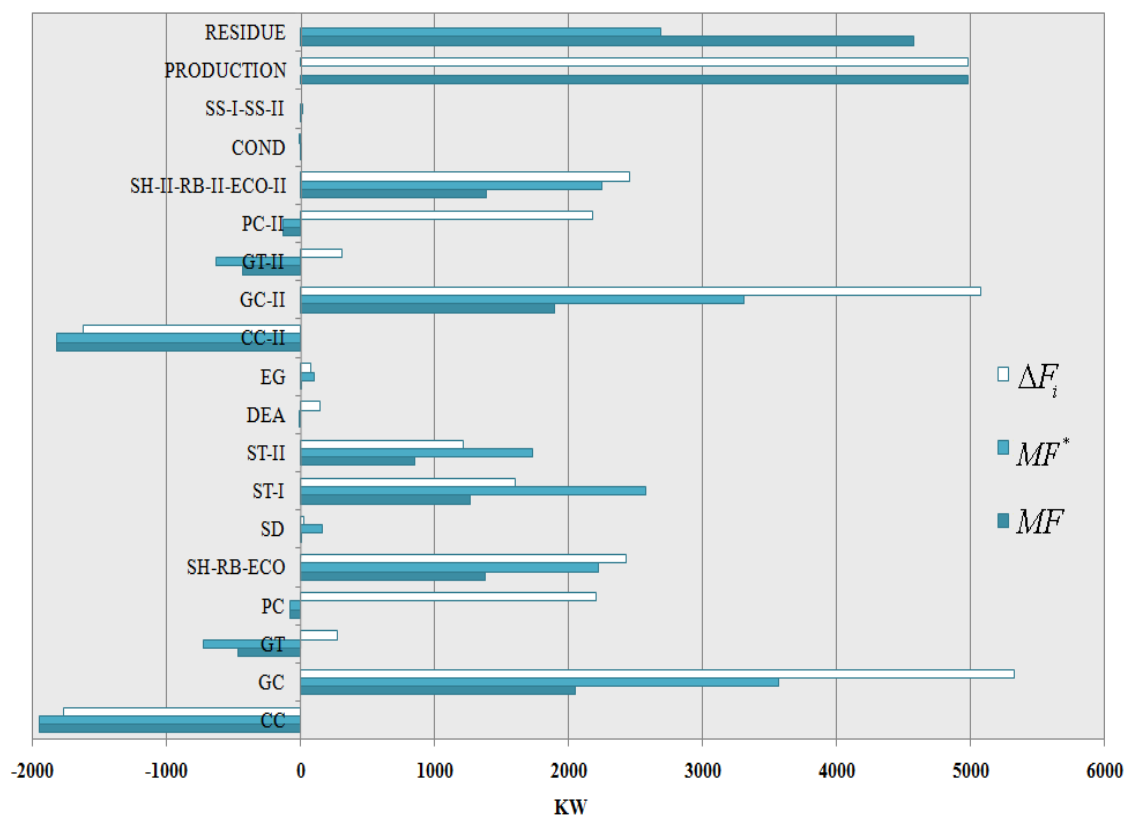


Figura 5.2 Consumo adicional de recurso,  $\Delta F_i$ , la malfunción,  $MF$  y el costo de la malfunción,  $MF^*$ , para cada componente del sistema.

Como se mencionó anteriormente, este trabajo trata sobre la degradación de los diferentes equipos: cuando un dispositivo presenta un funcionamiento deficiente y disminuye su

eficiencia exergetico, se puede decir que este componente ha sufrido una avería. En este caso, se desarrolla una *malfunción* del componente, Torres [18].

Además, si la causa de la ineficiencia está en el análisis del mismo dispositivo, esta falla se define como *malfunción intrínseca*. En general, una malfunción de cualquier dispositivo o bien induce ineficiencias en otros componentes de la planta o una modificación de la producción sin modificar la eficacia, o incluso ambos a la vez, ya que los dispositivos deben adaptar su funcionamiento a las condiciones de funcionamiento no óptimo en la planta de potencia.

	CC	GC	GT	PC	HRSG	SD	ST-I	ST-II	DEA	EG	CC-II	GC-II	GT-II	PC-II	II	COND	SS-I-	SS-II	MF	DF	I
CC	0	57	-12	0	10	0	13	9	0	1	0	0	0	0	0	0	-2	-1949	76	-1774	
GC	0	1070	-214	0	180	-5	252	169	0	10	0	0	0	0	0	0	-31	2050	1430	5325	
GT	0	386	-34	0	29	-1	40	27	0	2	0	0	0	0	0	0	-5	-472	444	267	
PC	0	0	0	0	629	-4	178	120	0	6	0	0	0	0	0	0	42	-78	972	2201	
HRSG	0	0	0	0	0	3	169	114	0	6	0	0	0	0	0	0	0	1371	291	2423	
SD	0	0	0	0	0	0	3	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	5	24	
ST-I	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-45	0	0	0	0	0	0	0	1265	-45	1597	
ST-II	0	0	0	0	0	0	0	0	0	90	0	0	0	0	0	0	0	849	90	1212	
DEA	0	0	0	0	0	51	16	11	0	1	0	0	0	0	0	0	0	-1	77	146	
EG	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	74	
CC-II	0	0	0	0	0	2	16	11	0	1	0	63	-12	0	9	0	-2	-1825	87	-1622	
GC-II	0	0	0	0	0	35	245	164	0	9	0	975	-161	0	149	0	-36	1895	1381	5069	
GT-II	0	0	0	0	0	6	41	27	0	2	0	370	-27	0	25	0	-6	-435	438	303	
PC-II	0	0	0	0	0	24	172	116	0	6	0	0	0	0	678	0	50	-132	1047	2179	
HRSG	0	0	0	0	0	38	166	112	0	6	0	0	0	0	0	0	0	1386	322	2455	
COND	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
SS-I-SS-II	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
$DF_i$	-	1,513	-260	-	848	148	1,312	880	-2	94	-	1,408	-200	-	862	0	10		6,615		
$MF_i$	-1,949	2,050	-472	-78	1,371	7	1,265	849	-1	2	-1,825	1,895	-435	-132	1,386	0	0	3,933			
<b>TOTAL</b>	-1,949	3,562	-732	-78	2,219	155	2,577	1,729	-3	97	-1,825	3,303	-635	-132	2,248	0	11			19,879	

Tabla 5.2 Malfunciones y disfunciones para el Ciclo Combinado Tula.



Por lo tanto, cuando un mal funcionamiento del dispositivo aparece como una de las causas de la ineficiencia de un componente diferente, la ineficiencia provocada se llama *malfunción inducida*. En el caso de que la eficiencia del dispositivo sigue siendo el mismo, pero su producción se ha modificado debido a otro mal funcionamiento del dispositivo, el efecto causado se llama *disfunción*.

En la tabla 5.2 se puede apreciar la irreversibilidad total para cada componente ó dispositivo  $i$  y se puede escribir como la suma de la malfunción representada por un color blanco en la figura 5.3 del componente  $i$  y la irreversibilidad correspondiente o la disfunción de los componentes de cualquier otro componente  $j \neq i$ . A partir de esta figura, se puede apreciar los valores negativos y positivos de la irreversibilidad total.

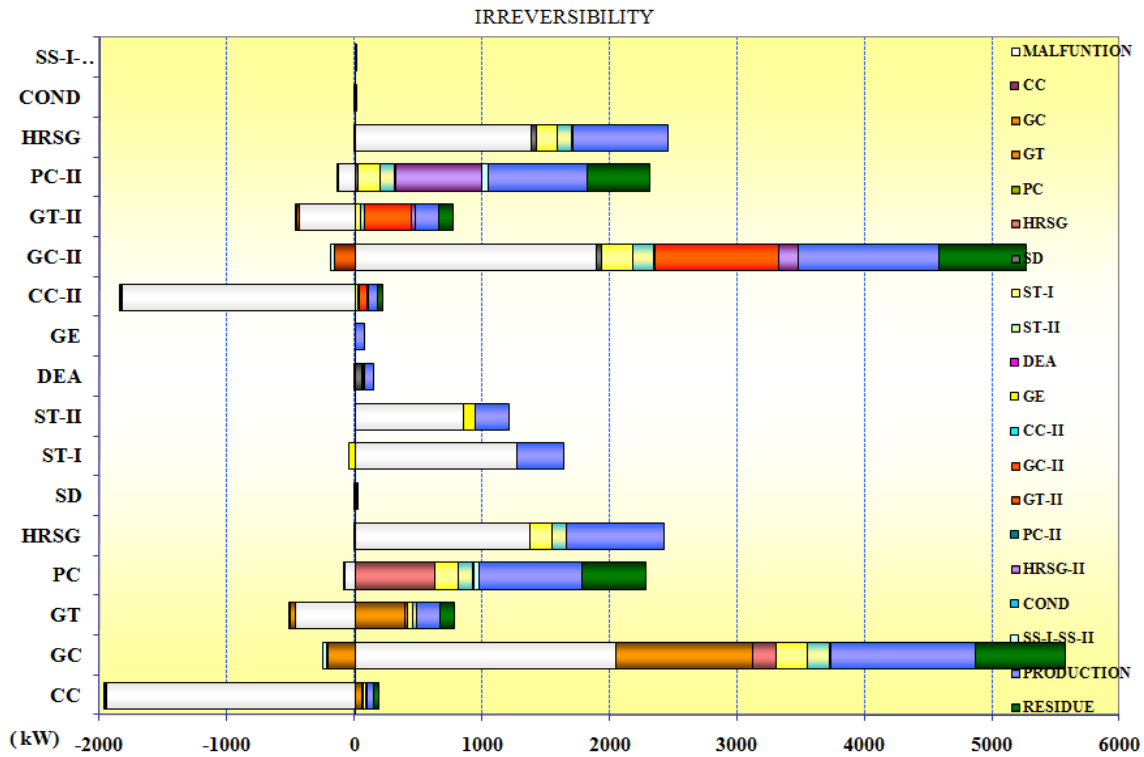


Figura. 5.3 grafica de irreversibilidad comparando la condición operativa y de diseño.

De esta manera se puede destacar que en el caso operativo se obtiene más producto, debido a que el sistema o la instalación requiere más combustible. La situación anterior también se

ve en la cámara de post-combustión o post-combustor, porque tiene una malfunción negativa (o un ahorro adicional de combustible).

Además, los componentes que están generando la mayor irreversibilidad son, principalmente, los compresores de la unidad de gas ver figura 5.3, que representan el 52% de la irreversibilidad total de la planta y para estos componentes, el 48% de la irreversibilidad total se debe solamente a la malfunción.

En segundo lugar y después de los compresores, los cuatro componentes que presenta el mayor valor son: las cámaras de post-combustión de cada unidad de gas y el domo para cada caldera de recuperación con una variación mayor de irreversibilidad de 2,000 kW. Otro punto importante de la figura. 5.3 y basado en el concepto de componentes disipativos detallados en el capítulo 3 sección 5 y de producción es que los dispositivos disipadores siempre satisfacen la función para la cual fueron diseñados Torres [18]. Además, estos dispositivos no han sido designados como los componentes que presentan una alta destrucción de exergía. Las bombas y los generadores de turbinas de gas no fueron considerados en la representación gráfica de la irreversibilidad, ya que están presentando valores inferiores a 10 kW de irreversibilidad.

En el Tabla 5.2, se presentan los resultados finales del presente trabajo. En esta tabla, podemos llevar a cabo para cada columna la suma de todas las filas y el resultado obtenido proporciona la disfunción generada *por* cada componente,  $DF_i$ , y la columna  $DF$ , es la suma de las disfunciones generadas *en* cada dispositivo. La suma total,  $DF_i + MF_i$ , representa el impacto de combustible de cada componente que se puede recuperar. Además, la suma total de la fila es el incremento de la irreversibilidad. Esta tabla se presenta resultados claramente esperados. De ella, se puede comentar los siguientes puntos relevantes:

1. . El incremento total de la irreversibilidad es de 19,879.33 kW, lo que representa aproximadamente el 3,5% de la exergía del combustible necesario, de acuerdo con los datos de diseño.
2. El dispositivo con la mayor disfunción es el  $CG$  con los valores de 1,430.01 kW y 1,380.95 kW para la unidad  $CG-II$ . Estos son seguidos por los sistemas de postcombustión,  $RB$  y en  $TG$  una proporción menor.

3. El impacto del combustible es de 29,433.39 kW. Esto representa el 5% de la exergía del combustible requerido de acuerdo a los datos de diseño.

Como se mencionó anteriormente, los compresores son los dispositivos con mayores irreversibilidades; sin embargo, la contribución de la irreversibilidad presente para cada uno (malfunción o disfunción) debe ser cuantificada con un menor nivel de agregación. En el compresor de la primera unidad, se tiene 2,049.53 kW (38%), la  $DF$  es de 1,430.01 kW (27%), la irreversibilidad de la producción (producto final no se obtiene) es 1,134.12 kW (21%) y la irreversibilidad de residuos es de 711 kW (13%). Por otro lado, para el compresor de la segunda unidad, la  $MF$  es de 2,049.53 kW (36%), la  $DF$  es de 1,380.95 kW (26%), la irreversibilidad de la producción es 1,103.08 kW (21%) y la irreversibilidad de residuos es de 711 kW (13%). Prácticamente los dos compresores tienen la misma estructura y presentan un porcentaje considerable en la disminución de la producción eléctrica y de la cantidad de exergía que sale como residuo del sistema.

En la tabla 5.2, además, los sistemas de post-combustión no contribuyen al aumento de la irreversibilidad de la misma componente, por el contrario estos dispositivos presentan un mal funcionamiento negativo. Se supone que se tienen mejores condiciones para el ciclo de operación en comparación con el ciclo de diseño de estos componentes. Sin embargo, presentan en conjunto una disfunción de 2.019 kW. Por lo tanto, se puede observar que el funcionamiento de estos dispositivos aumenta la propagación de la irreversibilidad que causa una disminución de la producción eléctrica

De forma general para la planta analizada en este trabajo, la  $MF$  llega a ser de 3,933.1 kW, y tiene un valor inferior al de la  $DF$ , el cual es de 6,614.64 kW. Lo anterior indica que desde el punto de vista operativo para el ciclo de análisis, todos los componentes presentan un incremento de la irreversibilidad endógena.

Esta parte hay que destacarla, ya que los estudios exergéticos tradicionales sólo proporcionan información sobre la destrucción de exergía locales, aunque como se puede observar en este sistema, resulta evidente que la cantidad de irreversibilidad que se propaga es más importante.

## CAPÍTULO 6 ANÁLISIS PARA EL SISTEMA DE CAPTURA DEL CO<sub>2</sub>

### 6. Producción de energía eléctrica y CO<sub>2</sub>.

En la actualidad la producción de energía eléctrica, se lleva a cabo en mayor proporción a través de la combustión de los recursos fósiles con la ayuda y operación de las máquinas térmicas. El objetivo anterior se ha logrado con tecnología confiable, gran infraestructura y alta disponibilidad a lo largo de años de experiencia y cuidar la operación eficiente de las plantas de ciclo combinado. Pero al hablar sobre los costos necesarios desde un punto de vista económico, se tiene que recordar que los costos de los recursos naturales, están basados en la leyes económicas de la oferta y la demanda Torres [17], por lo que surge la pregunta fundamental *¿cuál es el costo de un recurso natural?*.

Obviamente la respuesta no es nada trivial, ya que de ella se deriva la preocupación de los efectos ambientales que causan los ciclos de potencia, que como bien se sabe son los mayores productores de energía eléctrica, pero también los mayores productores de gases de efecto invernadero *GEI*, tales como el dióxido de carbono *CO<sub>2</sub>*, producto de la combustión realizada en estos sistemas.

Aunque no hay un acuerdo universal sobre la causa, existe un creciente consenso entre muchos científicos y expertos en el tema, de que el cambio climático global que está ocurriendo, se origina principalmente por las emisiones antropogénicas (ciclos de potencia, fábricas, automóviles, etc.) de *GEI* en la atmósfera, Figueroa [29].

De acuerdo a las perspectivas actuales de la Administración de Información Energética (EIA) se estima que el consumo de combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas natural) se incrementará notoriamente para China, la India y los EE.UU en los próximos 20 años, aunque a nivel mundial se prevé una reducción de 23% del total mundial en 2003 al 19% en 2030.<sup>4</sup>

Un enfoque que encierra una gran promesa para la reducción de gases de efecto invernadero de las emisiones producidas es la captura y secuestro de carbono por sus siglas

---

<sup>4</sup> De acuerdo al reporte de la US Energy Information Administration 2006

en inglés CCS. Bajo este concepto, el  $CO_2$  se captura en las grandes fuentes fijas, tales como centrales eléctricas y se inyecta en formaciones geológicas, como el petróleo y los yacimientos de gas agotados, en las formaciones salinas y costuras de carbón no explotables. Gibbins [30].

El destino final del  $CO_2$  capturado es entonces todavía incierto y pensar que debe ser necesariamente secuestrado es solo un paliativo a la verdadera solución del problema. Queda pendiente entonces resolver de raíz esta situación ya que no en todas las formaciones geológicas se puede llevar a cabo la inyección del  $CO_2$ , aún cuando se hable potencialmente del número importante de sumideros geológicos. En este sentido y para que los yacimientos ofrezcan una alternativa de almacenamiento al secuestro del  $CO_2$ , estimada en miles de millones de toneladas, es razonable pensar que esta metodología solo ofrecería una solución temporal. Por otro lado, la industria petrolera ha reconocido un particular interés en el uso de las inundaciones de  $CO_2$  como forma para mejorar la recuperación de petróleo; así como la utilización del  $CO_2$  para la producción mejorada de metano de yacimientos de carbón. Figueroa [29]. Sin embargo, ninguna de estas actividades se puede llevar a cabo de manera factible y segura a menos que el  $CO_2$  sea capturado inicialmente.

Existen varios mecanismos con los que se podría reducir la emisión de gases efecto invernadero. Uno de ellos es a través de la mejor eficiencia del sistema, lo que garantiza obviamente una mejor utilización de los recursos empleados tal como se ha previsto con la metodología desarrollada en el capítulo 5.

La teoría estructural es una metodología que permite mostrar de forma cuantitativa el impacto de irreversibilidad de un sistema. El problema radica entonces en que la metodología tiene la desventaja de que se deben de disponer de dos condiciones: la de diseño como la operativa de cada uno de los componentes del sistema, como ya se discutió y analizó en el capítulo 1.

Para llevar a cabo lo anterior, es indispensable tener un sistema de captura de  $CO_2$  a condiciones de operación; sin embargo, con lo único que se cuenta es con los datos de el ciclo de potencia en las dos condiciones antes mencionadas.

Con el apoyo de la teoría, se tratará entonces de ver cómo afecta la propagación de irreversibilidad a la eficiencia del ciclo combinado, ya que la inclusión de un sistema de

captura requiere de una mayor cantidad de recurso  $F$ . Parte de este recurso, se aporta a través de la exergía eléctrica de los generadores eléctricos del ciclo combinado. Pero lo más importante es ver como impacta en cada uno de los equipos del ciclo combinado y particularmente en los equipos del sistema de captura.

### 6.1 Tecnologías de captura de $CO_2$ .

Existen tres maneras tecnológicas en que puede llevarse a cabo la captura de  $CO_2$  en la generación de energía de un combustible fósil: la captura por post-combustión, la captura por pre-combustión, y la que se utiliza mediante el proceso de oxi-combustión Gibbins [30].

Para un ciclo combinado es imposible pensar que la captura pueda realizarse a través de oxi-combustión debido a que el combustible se quema en un flujo de oxígeno que contiene nitrógeno y para realizar la separación de nitrógeno implicaría una cantidad de exergía enorme.

Para la captura del  $CO_2$  mediante la pre-combustión, la corriente de  $CO_2$  se remueve del combustible antes de la combustión. Puede ser integrado a un ciclo combinado a través de la gasificación y obviamente esto debe ser contemplado para el caso de una planta nueva que contemple desde un principio el ciclo combinado con gasificación integrada.

Finalmente, la captura del  $CO_2$  mediante la post-combustión se lleva a cabo mediante la eliminación del  $CO_2$  de la corriente de gases de combustión, ya sea originalmente presentes en el aire o producidos por la combustión misma. La central eléctrica analizada tiene un porcentaje de nitrógeno de casi cuatro quintas partes en las corrientes de salida para la combustión y genera un flujo que se encuentra a la presión atmosférica y tiene una concentración normal de  $CO_2$  de 15% de acuerdo con los estudios de Freguia y Pellegrini et al [31,32].

Así, la fuerza termodinámica impulsora para la captura del  $CO_2$  de los gases de combustión es baja (la presión parcial del  $CO_2$  es normalmente inferior a 0,15 atm). Lo anterior entonces constituye un reto técnico para el desarrollo de los procesos de captura y los costos de la misma. A pesar de esta dificultad, la captura por post-combustión del carbón

tiene en el corto plazo, el mayor potencial para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, ya que puede ser adaptado a las unidades actuales que generan las dos terceras partes del  $CO_2$ , de las emisiones en el sector energético Pellegrini et al [32].

En la más reciente literatura especializada, se pueden encontrar múltiples opciones de captura del  $CO_2$  mediante la post-combustión. Básicamente estas se reducen a las opciones siguientes: sistemas basados en carbonatos, membranas, sólidos absorbentes, framework metal orgánico, sistemas de enzimas y soluciones acuosas de aminas, que son estas últimas las que se discuten a continuación con mayor detalle.

#### Soluciones de aminas

Las aminas pueden reaccionar con el  $CO_2$  para formar compuestos solubles en agua. Debido a esta formación de compuestos, las aminas son capaces de capturar el  $CO_2$  de los flujos de gases de combustión con una baja presión parcial de  $CO_2$ , pero la capacidad es limitada. Por lo tanto, los sistemas basados en aminas son capaces de recuperarse del  $CO_2$  de los gases de combustión convencionales en el ciclo combinado analizado. Sin embargo, para llevar a cabo lo anterior, no se puede evitar un aumento en los costos de producción y una reducción en la eficiencia del ciclo. A pesar de que las aminas han sido utilizado durante muchos años, particularmente en la eliminación de ácidos y gases a partir del uso de gas natural, todavía hay espacio para mejorar los procesos de captura Freguia [31].

Existen varios tipos de aminas disponibles, con sus ventajas y desventajas como disolvente del  $CO_2$ . Con las diferentes mezclas de aminas se pretende una mejor absorción y un menor consumo de recursos lo que ayudaría a reducir la penalización por eficiencia Pellegrini et al [32].

La solución acuosa empleada en el sistema de captura será la Monoetanolamina *MEA*. Esta, además de ser una sustancia ampliamente conocida, permite que en los sistemas y rangos de operación se cuente con la información necesaria para el análisis exergético y de malfunciones que se pretende valorar para este sistema propuesto.

La solución de *MEA* que se manejará tiene una composición volumétrica de 30% *MEA*, y 70% de  $H_2O$ ; estos rangos se manejan de acuerdo a varios estudios previos Pfaff et al [33],

Sanpasertparnich et al [34] y con este orden de magnitud en la composición se consigue una absorción del  $CO_2$  de aproximadamente un 90%-95%. Pueden existir porcentajes de captura mayores, pero con costos más altos, por lo que solo se tomarán los porcentajes de captura anteriores como un dato fijo dentro de las consideraciones del sistema de captura.

El desarrollo para el cálculo de las exergías de la *MEA* y de las corrientes de gases dulces, (sin el 90% del  $CO_2$ ) se encuentra en el Apéndice VI, para el sistema a condiciones de diseño como para las condiciones operativas, es decir de los cuatro sistemas de captura, dos por sistema para cada condición operativa.

## 6.2 Estructura productiva de Sistema de Captura de $CO_2$ .

La producción de la corriente de gases de combustión inicia en las cámaras de combustión para cada una de las dos unidades de turbina de gas del ciclo combinado, como se puede apreciar en la Figura 6.1. Se conoce que la cantidad de aire respecto al combustible es considerable y alrededor de 279 kg/s de aire por cada 1.86 kg/s de combustible para cada turbina a condiciones de diseño. Por lo que la corriente de gases de combustión tiene una proporción considerable de  $O_2$ ,  $N_2$  y  $H_2O$ . Además, en este ciclo combinado se requiere combustible adicional a través de un post-combustor instalado en cada unidad, que ayudan a tener la exergía suficiente en los gases de combustión que pasan a través de los *HRSG* de cada unidad, para la producción de vapor requerido por la turbina de vapor.

Estas corrientes de salida de los *HRSG* entran a su respectiva chimenea, para ser enviadas a la atmósfera. En particular, la composición de los gases de combustión se presentó en el capítulo 2 para la condición de diseño y operativa, ya que la reacción de combustión en el simulador Thermoflex es la misma en las dos condiciones y esta composición es la que sirvió de base para las corrientes del sistema de captura, debido a que la composición de gases no varía desde su producción en la cámara de combustión hasta la separación del  $CO_2$  en el sistema de captura, vigilando que ninguna de las cámaras de combustión (en la condición operativa o de diseño) maneja el mismo flujo de gases de combustión.



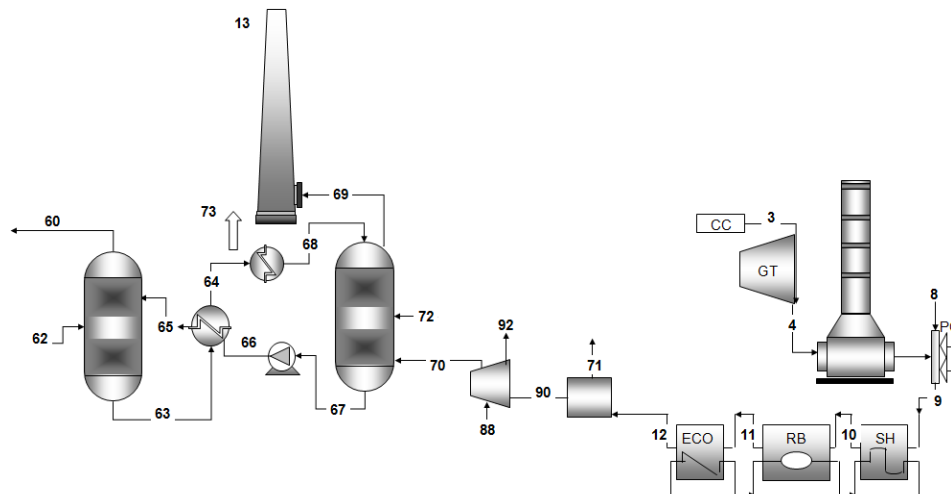


Figura 6.1 Línea de producción de  $CO_2$ , y diagrama de sistema de captura de  $CO_2$ .

La estructura del sistema de captura para un proceso de postcombustión, inicia con la entrada de la corriente de gases+  $CO_2$  a un pre-enfriador *PG*, con objeto de reducir la temperatura a aproximadamente a  $50^\circ C$  y mejorar el proceso de compresión, ya que debido a la baja presión, es necesario incrementar la presión de esta corriente a través de un equipo llamado booster *BG*, hasta la presión de 1.1 bars. De acuerdo a los requerimientos del absorbedor, la temperatura máxima a la que debe entrar la corriente de gases que se mezclará con la *MEA* es del orden de  $50^\circ C$ .

Por la parte inferior del absorbedor *AM* ingresa la corriente de gases+  $CO_2$  y por la parte superior entra una corriente de *MEA* líquida. Esta contracorriente ayuda a la absorción y por la parte superior sale la corriente de gases dulces (sin el 95% de  $CO_2$ ), mientras que por la parte inferior la corriente de *MEA*+  $CO_2$ . Esta corriente es impulsada por una bomba *BM* para posteriormente ingresarla a un intercambiador de calor *IM*, que acondiciona la corriente a la temperatura requerida en el desorbedor *DM*. Lo anterior con la finalidad de recuperar la *MEA*, que sale por la parte inferior del desorbedor y por la parte superior sale el 95% del  $CO_2$ , para ser capturado.

La estructura productiva del sistema de captura es la siguiente:

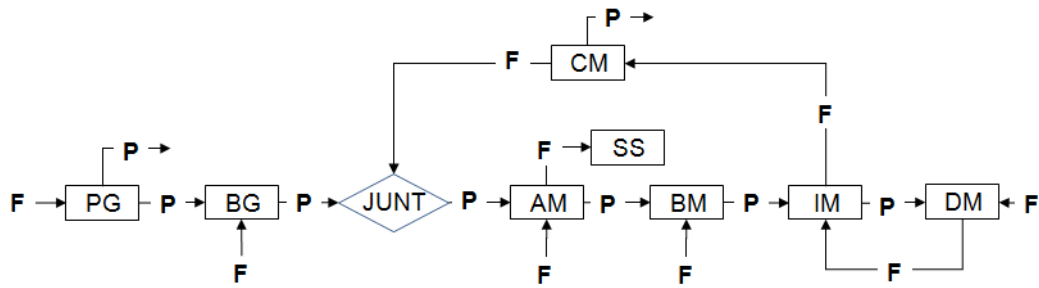


Figura 6.2 Estructura productiva de sistema de captura *MEA*.

Se puede observar en la estructura de este sistema propuesto, que el primer componente es un pre-enfriador de gas disipativo *PG*, que ya fue considerado en el capítulo 3. Posteriormente, el booster *BG* necesita una cantidad de recurso que puede obtener del producto de los generadores eléctricos, mientras que el absorbedor *AM* utiliza una cantidad de calor para realizar la transferencia de masa y realizar el proceso de absorción  $MEA + CO_2$ , operación contraria en el desorbedor *DM*.

El punto importante aquí es que ambos equipos químicos requieren de recurso de entrada como calor y estos consumos de exergía normalmente son tomados actualmente del vapor de la turbina de vapor. Para reducir entonces los impactos en la disminución de eficiencia se debe contar con un sistema de captura de  $CO_2$  regenerativo.

La operación de extracción de una fracción de vapor podría afectar considerablemente la producción eléctrica de la turbina de vapor y pensando en la turbina del ciclo, tendría que ser modificada estructuralmente para permitir esa extracción de vapor. En este esquema se planteó en la medida de lo posible, mantener la misma estructura del ciclo combinado sin y con captura, para poder realizar una comparativa en la irreversibilidad del sistema de captura, ya que se debe recordar que no se cuenta con datos del sistema operativo, sino que se está haciendo un predicción del comportamiento con toda la demás información.

Parte de las variaciones del sistema de diseño con respecto al operativo se muestran en la siguiente tabla 6.1.

Equipo	Variable	Datos de diseño		Variación		Unidades
		Unidades		$\Delta x_i$		
		GT	GT	GT	GT	
CC	Flujo de CO <sub>2</sub>	16.04	15.86	0.24	0.23	kg/s
BG	Eficiencia	80	80	0.5	0.5	%
PC	Flujo combustible	1.14	1.11	0.04	0.04	kg/s
HRSG	Flujo de gas	268.48	265.477	4.03	3.879	kg/s
CM	Pérdida de calor	1172.19	1159.07	17.58	16.93	kW
SS	Temperatura	171	171	1	1	C

Tabla 6.1 Variaciones del sistema de captura.

En el capítulo 5 se marcaron las variaciones del ciclo combinado. Estas variaciones también afectan los requerimientos del sistema de captura; un ejemplo claro de esto conduce a una mayor cantidad de CO<sub>2</sub> en la condición operativa, un mayor recurso para comprimir una mayor cantidad de gases, etcétera.

### 6.3 Balances de exergía y eficiencia ciclo combinado con CO<sub>2</sub>

La metodología termodinámica basada en la exergía exige el cálculo de esta propiedad en cada uno de los flujos de materia calor y trabajo. En el caso de los flujos de materia se calculó basándose en la fracción de los componentes que se tiene en el sistema de captura. Por un lado se tiene una mezcla de gases-producto de combustión con una composición igual para todas las chimeneas en ambas condiciones y por otro lado, se tiene una mezcla de MEA + H<sub>2</sub>O, llegando incluso a tener una mezcla MEA + H<sub>2</sub>O + CO<sub>2</sub>. La tabla con estas propiedades de mezcla y las fracciones másicas y molares en algunos casos pueden verse en el Apéndice VI.

Para plantear el sistema de captura se realizan una serie de consideraciones al igual que en la definición del modelo termodinámico del ciclo combinado. Dentro de estas consideraciones, se pueden apreciar entre las más importantes las siguientes:

- El absorbedor y el desorbedor se encuentran integrados y no se toma en cuenta el reflujo que maneja el reboiler y el condensador, pero sí se incluye la energía requerida en el recurso de entrada.
- El booster se maneja como un compresor no adiabático y se considera una eficiencia global de 85%, para los dos compresores de cada condición.
- Se considera una efectividad de transferencia de reboiler, condensador y columna de absorción y desorción de 85%.
- Se calcula tanto la entalpía, entropía y exergía con el  $C_p$  de mezcla en función de la temperatura para las corrientes de gases de combustión y solvente  $MEA + H_2O$ .
- Las pérdidas de calor (que no se pueden controlar), no son numeradas ya que por definición no tienen exergía.

Es claro que de los ocho equipos que componen este sistema propuesto, tres son equipos completamente disipativos; por lo tanto, la cantidad de recurso empleado es parte destinada a llevar a cabo este efecto disipativo. En este caso a diferencia del condensador, no es para disminuir la generación de entropía o la llamada negaentropía marcada en la estructura productiva del ciclo combinado de la figura 5.1. El sistema de captura se debe a que la mayoría de las aminas presentan un punto de ebullición y de descomposición bajo, que ayuda a la absorción del  $CO_2$ . Entonces la disipación se lleva a cabo para tener la regeneración del solvente, ya que de otro modo este se perdería, teniendo que introducir continuamente al sistema  $MEA$ .

La cantidad de recurso introducido en el sistema de captura es por un lado la energía eléctrica para los booster y las bombas y para las dos condiciones es aproximadamente de 20 MW de exergía, y por otra parte el calor de entrada para los procesos de absorción y desorción, son del orden de 6.6 MW de exergía. Esto disminuye la eficiencia energética del ciclo combinado en un 8.5%, pasando de un 40% a un 31.5% y la eficiencia exergética disminuye en un 5% pasando de 45% a 40%. El valor encontrado de la disminución de la

energía coincide con el estudio presentado por Freguia, Pellegrini y Pfaff [31-33] con condiciones similares, con lo que se puede validar las cantidades de recurso y de producto obtenido en cada una de las dos condiciones analizadas.

En lo que se refiere a las eficiencias exergéticas o el consumo exergético unitario de cada equipo, estas tienen un rango aceptable, solo es importante destacar el caso del enfriador *CM* donde se tiene el costo exergético más alto de 3.4, seguido del equipo desorbedor y posteriormente del absorbedor.

El incremento del costo en el proceso operativo con respecto al de diseño es muy importante, ya que da la pauta para la predicción que se está realizando de la propagación de irreversibilidad, ya que los costos deben ser más altos en la condición operativa.

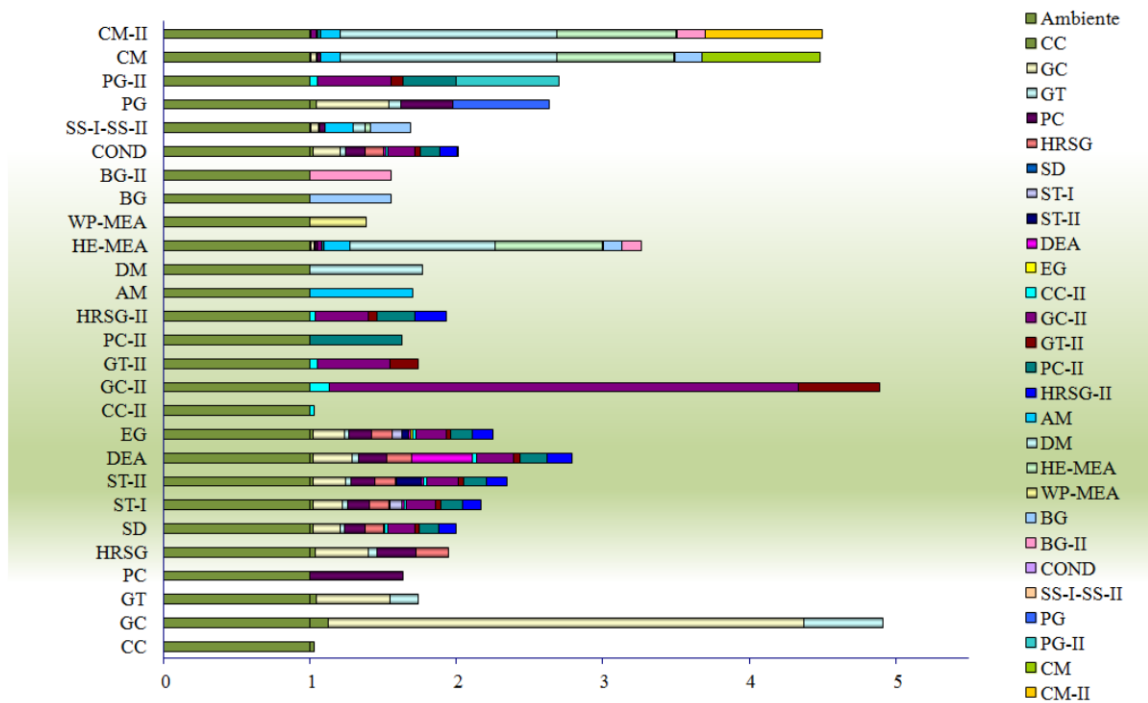


Figura 6.3 Costo exergético sistema de captura.

En lo que se refiere a las reglas de asignación de costo exergético, es conveniente señalar que el conocimiento de la operación unitaria realizada, es indispensable para el planteamiento de las ecuaciones, ya que un proceso químico normalmente tiene más de un producto, ya sea que una mezcla reactiva produzca más de dos compuestos o como en el

caso de una absorción, tanto el componente separado como el componente regenerado son productos de la operación unitaria.

Estas ecuaciones de costo también deben ser planteadas para los componentes disipativos, teniendo en cuenta de donde viene el recurso que cubrirá el residuo disipado al medio ambiente, ya que como se ha señalados se ve como un producto para ese equipo y no como una pérdida.

#### **6.4 Malfunciones y Disfunciones del ciclo combinado con captura del $CO_2$ .**

Por otra parte y en lo referente a los *escenarios* para realizar la comparativa que establece la metodología del capítulo 5, se evidencia que otra vez no se puede tener la misma cantidad de recurso en la exergía eléctrica y la exergía de calor para los procesos de absorción y desorción, por la sencilla razón de que:

*Se tiene que remover más  $CO_2$  en el sistema actual que a condiciones de diseño.*

Por otro lado si se considera como producto final de ese sistema de captura, la remoción de  $CO_2$ , entonces sucede lo contrario cuando se tiene más  $CO_2$  en el sistema operativo, y se obtendrá más producto que en la condición de diseño. Por eso es fundamental no quedarse con el análisis termodinámico tradicional, sino complementarlo con lo que sucede con la propagación de irreversibilidad.

Si se observa la gráfica de irreversibilidad del sistema de ciclo combinado sin captura, y se compara con la gráfica del ciclo combinado con captura, la cantidad de recurso aumenta y la cantidad de producto disminuye, por lo tanto disminuye la eficiencia exergética como ya se mencionó. Por otro lado, se observa que la cantidad de residuo emitido al ambiente en este caso como exergía de calor de rechazo, es elevada y se realiza a temperaturas muy elevadas, situación que sería muy poco viable llevar a cabo su implementación en un ciclo de potencia.

En el sistema sin captura la cantidad de recurso tiene un valor de 551.24 MW, con captura, es de 585.12 MW, esto representa un porcentaje de incremento de 5.8% en el recurso aportado para el sistema a condiciones de diseño. Por otra parte el residuo tiene una

disminución al pasar de 34.45 MW del proceso sin captura, y de 29.82MW con captura, también a la condición de diseño.

Entonces se puede formular otra pregunta como se ha hecho a lo largo del trabajo y que se han tratado de responder:

*¿Es conveniente concluir en los componentes disipativos en términos del residuo obtenido?*

Por un lado la cantidad de irreversibilidad del sistema de ciclo combinado se incrementa de 291.73 MW en la condición de diseño, a 302.94 MW bajo la condición operativa y solo puede recuperarse el 29.21 MW, de la irreversibilidad. En lo que se refiere al sistema de captura, se incrementa la irreversibilidad un poco más del 9.0%, con respecto a no tener captura, tanto para la condición de diseño como para la operativa. Esto revela que por sí solo el sistema de captura es un proceso altamente ineficiente desde el punto de vista exergético. Por otro lado, se tiene que identificar de forma similar a como se hizo en el capítulo anterior, cual es la cantidad de irreversibilidad de cada componente, i. e. la *malfunción* y como obtuvo de otro componente la *disfunción* y ver cual de las dos es más importante en el sistema de captura.

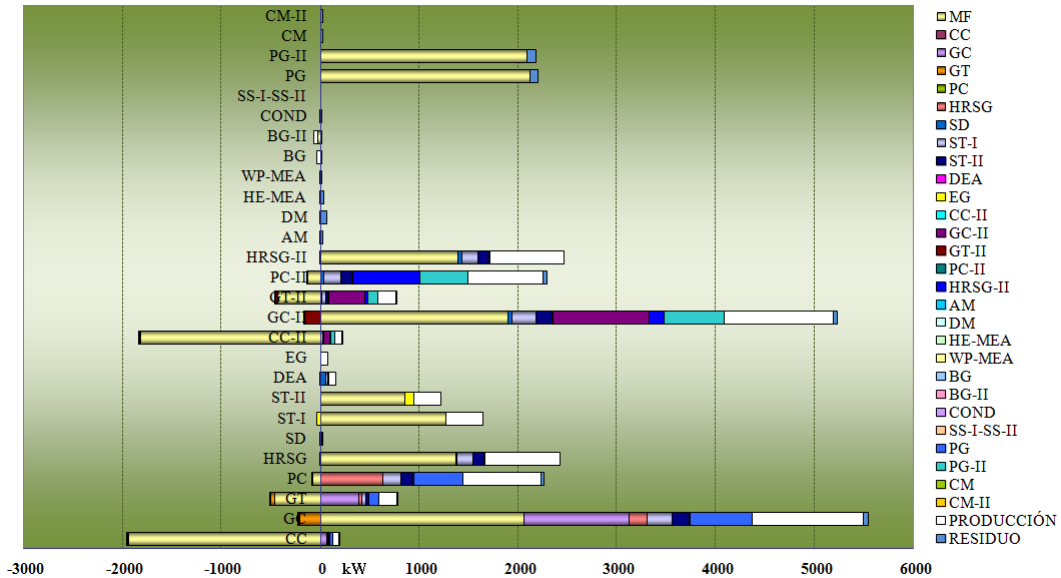


Figura 6.4 Gráfica de irreversibilidad ciclo combinado con sistema de captura.





también de 0.0 kW (0%) por ser un componente disipativo y la irreversibilidad de residuos es de 82 kW ( 4.74%). Prácticamente la malfunción proviene de los dos compresores de gas y de los equipos de pre-enfriamiento de los gases de combustión; pesando más la disipación de calor que el recurso empleado en los booster, ya que podría pensarse en ellos como responsables directos de la disminución de la producción eléctrica y de la cantidad de exergía que sale como residuo del sistema.

De forma general para la planta en estudio la  $MF$  es de 8,105.1 kW y tiene un valor inferior al de la  $DF$  que es de 9,102.0 kW. Lo anterior indica que desde el punto de vista operativo para el ciclo de análisis, todos los componentes presentan un incremento de la irreversibilidad endógena.

Esta parte hay que destacarla ya que los estudios exergéticos tradicionales sólo proporcionan información sobre la destrucción de exergía locales; o en algunos casos, los costos exergéticos pueden ser similares e incluso obtener un mayor contenido exergético del producto, pero esto no garantiza un mejor funcionamiento, ya que se hace evidente que la cantidad de irreversibilidad que se propaga es importante, pero también conviene resaltar que el medio ambiente pide reinvertir un potencial ( de exergía) considerable alto, al tener sistemas que *produzcan* un menor impacto ambiental que ayudarían a mitigar los efectos que actualmente afectan a la *naturaleza*.

## CONCLUSIONES

La Termodinámica estudia los procesos de transformación de la energía a través de su Primer Principio llamado *Primera Ley de la Termodinámica*. Se sabe que disponer de una cantidad de energía determinada no es suficiente para llevar a cabo el proceso requerido; es decir, es indispensable un elevado potencial para realizar una acción determinada. Lo anterior, es consecuencia de la *Segunda Ley de la Termodinámica*.

La *Segunda Ley de la Termodinámica* permite entonces definir también el concepto de utilidad. Por lo tanto, los conceptos de una estructura productiva son de suma importancia ya que ayudan a describir cada componente con un objetivo de producción y mejorarlo en términos de su eficiencia exergética, costo exergético unitario, cantidad de destrucción de exergía. etc.

Con esta definición en la estructura productiva Recurso-Producto-Residuo se abandona la idea errónea de que los sistemas sean catalogados como buenos o malos, ya que existe el paradigma de que un sistema productivo sea bueno, ya que con la herramienta de la estructura productiva se contribuye a la obtención del producto final a través de los equipos con propósito disipativo, que es la función que define la estructura productiva al describir el propósito de cada componente para contribuir en la obtención de la exergía de producto deseada.

Pero no por ello se debe olvidar que la parte fundamental de este asunto de optimización radica en tener la menor cantidad de recurso ya que también la preocupación de las escuelas de la termoeconomía radica en la preservación de los recursos naturales los cuales sin duda tienen un valor monetario sentado sobre premisas meramente económicas.

La cuantificación de la irreversibilidad de una planta de potencia o de los componentes que la integran puede calcularse a través de los balances de exergía y con la obtención de la exergía destruida.

Sin embargo se observa que para cada condición de diseño y operativa poco tiene que ver con que tan bien están funcionando los equipos con la cantidad de exergía destruida; se puede entonces tener una mayor productividad en algún componente, pero esto será para

cubrir el incremento de irreversibilidad en algún otro componente más adelante en la estructura productiva.

El reducir la cantidad de recurso de entrada tal como lo cuantifica el impacto de combustible través de la medición de los dos tipos de irreversibilidad presente en un componente productivo, es de suma importancia para el sistema objeto de estudio en el que el valor de la irreversibilidad propagada es mayor que la cantidad de irreversibilidad que tiene de forma local los componentes que integran el ciclo combinado.

Además, se debe tomar en cuenta la irreversibilidad debido a la producción. Ejemplo de lo anterior, es el producto no obtenido de energía eléctrica en el generador eléctrico de la turbina de vapor. Esto indica el impacto debido a la irreversibilidad que tiene tanto la consumo adicional de combustible como la disminución en la producción del ciclo combinado.

Ya se mencionó en el trabajo que no se debe describir a los componentes disipativos como indeseables, pero cuando se compara la cantidad de exergía disipada, ocurre algo similar a solo ver los balances de exergía en un sistema: la cantidad de residuo no depende solo del componente que la esta disipando, depende de los equipos precedentes por lo tanto la propagación de irreversibilidad que tienen los equipos del ciclo combinado con el sistema de captura será mayor ya que deben recorrer mas procesos o componentes para obtener un ciclo combinado que no emita casi completamente el dióxido de carbono.

De forma similar al recurso de entrada el contaminante emitido está sentado sobre premisas meramente económicas, y en algunos lados normativas que al final siguen siendo económicas. La utilización de esta metodología ayudaría a la mejora de los ciclos combinado través de disminuir la cantidad de recurso suministrado y mantener en la medida de lo posible la producción de diseño.

Con un menor quemado de combustible se disminuye la salida de las toneladas de dióxido de carbono del ciclo combinado, esto que aparenta ser trivial, es función de muchas variables en la compleja estructura que es un ciclo combinado, pero cualquier esfuerzo en búsqueda de mejorar estos sistemas, que actualmente son los que presentan una de las mejores eficiencias para los ciclos de potencia no puede ser en vano.

La optimización del ciclo combinado para este caso en particular es la de evitar en la medida de lo posible la disfunción pero esta no se eliminara si no se disminuye la

malfunción del ciclo combinado, esto es de suma importancia ya que se observa que es prácticamente similar la estructura productiva para un ciclo combinado, que las diferencias en la estructura del HRSG, son mínimas y también pueden ser generalizadas, esto es una de las bondades de la metodología aunque no debemos de olvidar la parte que tiene que ver con los escenarios que plantea la misma y que en este trabajo tuvieron que trabajarse de forma conjunta para una mejor interpretación de lo que sucede en este el ciclo combinado.

Es deseable en nuestro país que se considere cualquier metodología que ayude a la obtención de un mejor desempeño de los ciclos de potencia. La parte ecológica mostrada es un esbozo de lo que sigue a continuación y como también la metodología puede llegar a ser predictiva con ciertos ajustes, y no solamente meramente cuantitativa como sucede actualmente, esto permitirá primero; mejores diseños de los sistemas que complementen al ciclo combinado y que en este caso contribuyan a la disminución en el impacto al medio ambiente que actualmente es una preocupación de corto plazo., y segundo ver si es conveniente las posibles mejoras que se pretendan realizar a través de la cuantificación de la propagación de irreversibilidad al incorporar cada vez mas componentes al ciclo combinado

## **BIBLIOGRAFIA POR ORDEN DE APARICIÓN.**

- [1] Alexis De Vos, Endoreversible Thermoeconomics, Energy Conversion 1995. Mgmt, Vol. 36, No. I, 1-5,
- [2] Tsatsaronis G, Exergoeconomic analysis and evaluation of energy conversion plants I, A new general methodology. Energy 1985; Vol 10 No 1; p.69-80
- [3] Valero A, Serra L, Torres C. A general theory of thermoeconomics. Part I. The structural analysis. In: International Symposium ECOS'92, Zaragoza, Spain, ASME Book I00331, 1992. p. 137–45.
- [4] Yehia M. El-Sayed The thermoeconomics of energy conversions, The History of Thermoeconomics Development. Elsevier GB, UK 2003
- [5] Zaleta-Aguilar A, Correas-Uson L, Kubiak-Szyszk, Sierra-Espinosa F Z. Concept on thermoeconomic evaluation of steam turbines. Applied Thermal Engineering 2007; 27: 457–66.
- [6] Franco A. Thermoeconomic evaluation of the feasibility of highly efficient combined cycle power plants. Energy 2004; 29:1963–82.
- [7] Bejan A. Advanced Engineering Thermodynamics. Second ed. New York: John Wiley & Sons, Inc.; 1988.
- [8] Gyftopoulos E, On the Curzon–Ahlborn efficiency and its lack of connection to power producing processes. Energy Conversion and Management 2002; 43: 609–15.
- [9] Bejan A. Thermal Design and Optimization John Wiley & Sons, New York, 1996.
- [10] Bejan A. Entropy Generation Minimization. First ed. New York: CRC Press; 1996.
- [11] Torres C, Serra L, Valero A, Lozano MA. The productive structure and thermoeconomic theories of system optimization. In: Proceedings of the ASME, Advanced Energy Systems Division, AES; 1996. 36. p. 429–36.
- [12] Prontuario CFE, Planta de Ciclo combinado Tula, Ediciones Propias de la CFE, 2008.
- [13] Valero A, Correas L, Zaleta A, Lazzaretto A, Verda V, Reini M, et al. On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions Part 1: the TADEUS problem. Energy 2004; 29: 1875-87.
- [14] Casarosa A, Donatini F, Franco A. Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. [Energy](#) 2004; 29: 389-414.

- [15] Bassilli A. Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator. [Applied Energy](#) 2008; 85: 1141-62.
- [16] Thermoflow's Engineer's System Thermoflex Version 10.
- [17] Torres C. Termoeconomía. Curso de Doctorado, Department of Mechanical Engineering, University of Zaragoza, Zaragoza, Spain, 1998
- [18] Torres C, Valero A, Serra L, Royo J. Structural theory and thermoeconomic diagnosis: Part I. On malfunction and dysfunction analysis. *Energy Conversion and Management* 2002; 43: 1503–18.
- [19] Torres C, Serra L, Valero A, Lozano MA. The productive structure and thermoeconomic theories of system optimization. In: Proceedings of the ASME, Advanced Energy Systems Division, AES; 1996. 36. p. 429–36.
- [20] Valero A, Lerch F, Serra L, Royo J. Structural theory and thermoeconomic diagnosis part II: Application to an actual power plant. *Energy Conversion and Management* 2002; 43: 1519–35.
- [21] Valero A, Correas L, Zaleta A, Lazzaretto A, Verda V, Reini M, et al. On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions Part 2. Malfunction definitions and assessment. *Energy* 2004; 29: 1889-1907.
- [22] Cafaro S, Napoli L, Traverso A, Massardo AF. Monitoring of the thermoeconomic performance in an actual combined cycle power plant bottoming cycle. *Energy* 35; 2010 35: 902–10.
- [23] Rovira A, Sánchez C, Muñoz M, Valdés M, Durán MD. Thermoeconomic [optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation](#). *Energy Conversion and Management* 2011; 52: 1840-49.
- [24] Ahmadi P, Dincer I. [Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit](#). *Energy Conversion and Management* 2011; 52: 2296-2308.
- [25] Pellegrini LF, Silvio de Oliveira Jr. S. Combined [production of sugar, ethanol and electricity: Thermoeconomic and environmental analysis and optimization](#). *Energy* 2011; 36: 3704-15.

- [26] Franco A. On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants. *Applied Thermal Engineering* 2002; 22: 1501-18.
- [27] Verda V, Serra L, Valero A. The effects of the control system on the thermoeconomic diagnosis of a power plant. *Energy* 2004; 29: 331-59.
- [28] Dixon S, Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, Butterworth-Heinemann Elsevier, 6th edition 2010.
- [29] Figueroa J, Fout T, Plasynski, McIlvried H, Srivastava R. Advances in CO<sub>2</sub> capture technology—The U.S. Department of Energy's Carbon Sequestration Program. *International Journal of Greenhouse Gas Control* 2008; 2: 9–20.
- [30] Gibbins J, Chalmers H, Carbon capture and storage *Energy Policy*, 2008 36: 4317–4322.
- [31] Freguia S; Rochelle G, Modeling of CO<sub>2</sub> capture by aqueous monoethanolamine. *Rochelle American Institute of Chemical Engineers. AIChE Journal*; Jul 2003; 49, 7; Academic Research Library pg. 1676.
- [32] Pellegrini G., Strube R., Manfredi G., Comparative study of chemical absorbents in postcombustion CO<sub>2</sub> capture *Energy* 2010; 35: 851–857.
- [33] Pfaff I., Oexmann J., Kather A. Optimised integration of post-combustion CO<sub>2</sub> capture process in Greenfield power plants *Energy* 2010; 35: 4030 -4041.
- [34] Sanpasertparnich T, Idem R, Bolea I, Montigny D, Tontiwachwuthikul P, Integration of post-combustion capture and storage into a pulverized coal-fired power plant, *International Journal of Greenhouse Gas Control* 2010; 4: 499–510.

## APENDICES



## APENDICE I Características del Equipo Principal.

La representación estructural no contiene ninguna información sobre la termodinámica de cada componente. Por ejemplo, mediante esta representación no se puede identificar que para producir trabajo en una turbina, es necesario que exista una diferencia de presiones entre la entrada y la salida, o en un intercambiador una diferencia de temperaturas entre el flujo caliente y el flujo frío. Por el contrario, cuando se diseñan sistemas reales es indispensable utilizar no solo los conceptos unificadores de la exergía, rendimiento exergético, sino también las propiedades termo-estáticas de los flujos: flujo másico, presión, temperatura, composición química, así como los parámetros físicos característicos de los equipos, tales como el rendimiento isentrópico, relaciones de presiones, eficiencia de un intercambiador, etc. Lo anterior además exige que en ciertas ocasiones, la descripción física anterior deba complementarse con estudios más detallados que derivan de las ciencias que estudian la transferencia de masa, movimiento y calor. La termodinámica clásica permite proporcionar en este sentido, fórmulas que relacionan estas propiedades con las exergías de los flujos y en consecuencia con las variables de la representación estructural.

Si se considera únicamente la representación estructural, las funciones que se obtienen son independientes de las características físicas del sistema. Si se quiere utilizar la fórmula del rendimiento para estudiar el comportamiento del sistema y se varía la eficiencia de un componente, sin considerar el efecto real que esto tiene sobre la eficiencia de otras componentes, se estaría cometiendo un error, en ocasiones grave, y bajo estas circunstancias, un sistema podría sea incapaz de trabajar en las condiciones que se fijan.

Para poder utilizar entonces las ecuaciones de la representación estructural en forma de simulador, se requiere disponer de un modelo termodinámico o simulador que permita conocer el comportamiento del resto de los parámetros estructurales, cuando se modifica uno de ellos.

Aún más, se puede elegir una magnitud distinta de la *exergía* para cuantificar los flujos del sistema, por ejemplo la masa o la energía, y definir la eficiencia y los parámetros de recirculación en base a estos criterios y nuevamente las formas funcionales serían las mismas. Sin embargo, bajo estas condiciones lo que se mide, los valores e interpretación de las propiedades de los flujos, pueden llegar a ser muy diferentes. También puede ocurrir

que dos sistemas térmicos, con procesos termodinámicos completamente distintos, pueden tener la misma estructura productiva y por tanto las mismas fórmulas. De hecho, esta metodología podría aplicarse no sólo a sistemas energéticos sino también a cualquier tipo de sistema de información en el que se pueda definir un propósito productivo.

La conexión entre la estructura y el problema físico real se hace mediante funciones que relacionen las variables de la representación termodinámica con las variables de la representación estructural, junto con la elección de una magnitud adecuada, que sea sensible a los análisis que se desea llevar a cabo, como puede ser en este caso la exergía.

La representación estructural no reemplaza a otros tipos de representación termodinámica, sino que los complementa y constituye una superestructura basada en el Segundo Principio y el propósito productivo, donde el proceso de formación de los costes termoeconómicos es la parte más relevante.

Por ello es indispensable tener en cuenta las características de los componentes que integran nuestro sistema del ciclo combinado y los parámetros físicos termodinámicos que tienen desde el punto de vista de diseño.

#### Turbina de gas (TG)

Es el equipo encargado de llevar a cabo la transformación de la energía termodinámica de un gas (aire) en trabajo útil en un eje (movimiento rotatorio). La tubería de gas esta integrada por un compresor axial, una cámara de combustión y la turbina misma. Se encuentra acoplada directamente al generador eléctrico.

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		Westinghouse	Westinghouse
No. de serie		W 501 D24	W 501 D5
Tipo		Reacción	Reacción
Capacidad de carga	mw	94	99
Capacidad efectiva	mw	69	72
Velocidad	rpm	3600	3600
No. de pasos		4	4
Flujo de gases a la salida	kg/h	1004351	1004351

### Compresor de gas axial

Dispositivo mecánico que tiene la función de introducir aire atmosférico a la cámara de combustión con un incremento en su energía y que se manifiesta en un aumento de presión.

	U1-U2	U4-U5
Fabricante	Westinghouse	Westinghouse
No. de pasos	19	19
Tipo	Flujo Axial	Flujo Axial
Fluido	Aire atmosférico	Aire atmosférico
Relación de compresión	17 : 1	14 : 1

### Cámara de combustión

Diseñada para que en ella se realice la combustión, sirve de generador de gases, cuya energía termodinámica se convierte en trabajo mecánico en la turbina. En dicha cámara se combina el aire procedente del compresor axial y el combustible que va a quemarse (gas natural). El número de cámaras de combustión varía dependiendo de la unidad y cada una de ellas se integra por una tobera de combustible, un ducto de transición, un tubo de cruce de flama, una bujía de encendido y los detectores de flama.

	U1-U2	U4-U5
Fabricante	Westinghouse	Westinghouse
Combustores para gas natural y diesel	16	14
Arreglo	Concéntrico al eje	Concéntrico al eje
Tipo de bujía de encendido	Retráctil	Retráctil
Tipo de detectores de flama	Ultra violeta	Ultra violeta
No. de detectores de flama	4	4

### Recuperador de calor (HRSG)

Los gases que ya pasaron por la TG son conducidos al HRSG. En este ceden su energía al ciclo de vapor, el HRSG es un intercambiador de calor de los gases con el agua. Se incrementa la energía en el HRSG con el quemado de combustible adicional (8 quemadores). Los elementos principales que integran son: domo de alta presión, un sobrecalentador, un evaporador de alta y baja presión y quemadores posteriores.

		U1-U2	U4-U5
Fabricante		Foster Wheeler	Foster Wheeler
Flujo vapor	kg/h	202,273	202,273
P vapor	kg/cm <sup>2</sup>	90.2	90.2
T vapor	°C	510	510
T agua de alimentación	°C	304.4	304.4
Flujo máximo de gases	kg/h	1004351	1004351
T entrada de gases	°C	685	685
T salida de gases	°C	146.1	146.1

### Turbina de Vapor (ST)

La turbina de vapor es una turbomáquina capaz de convertir la energía termodinámica del vapor en energía mecánica. El vapor que se le suministra en condiciones normales proviene de un cabezal común a dos recuperadores de calor. La turbina esta integrada por 10 pasos de acción y 3 de reacción.

		U3	U6
Marca		Westinghouse	Hitachi
Potencia	Mw	107	111.3
Tipo		Acción - reacción	Impulso
Pasos de acción		10	

Pasos de reacción		3	
No. de válvulas de admisión		2	2
No. de extracciones		1	1
Flujo de vapor max. capacidad	kg/h	404546	377086
P de vapor de entrada	Kg/cm <sup>2</sup>	80.5	84.9
T vapor entrada	<sup>0</sup> C	507	507.8
P vapor de escape	mmhg	635	696.5
Velocidad	rpm	3600	3600
No. de cuerpos		1	1

#### Quemadores posteriores

Son equipos que permiten incrementar la temperatura de los gases de entrada al recuperador de calor, por medio de la combustión de gas con el exceso de oxígeno contenido en los gases de escape de la turbina de gas.

Con este aumento de temperatura que proporcionan los quemadores se incrementa la cantidad de flujo de vapor en el recuperador de calor y así la capacidad de generación de la Turbina de Vapor crece en un 20% aproximadamente.

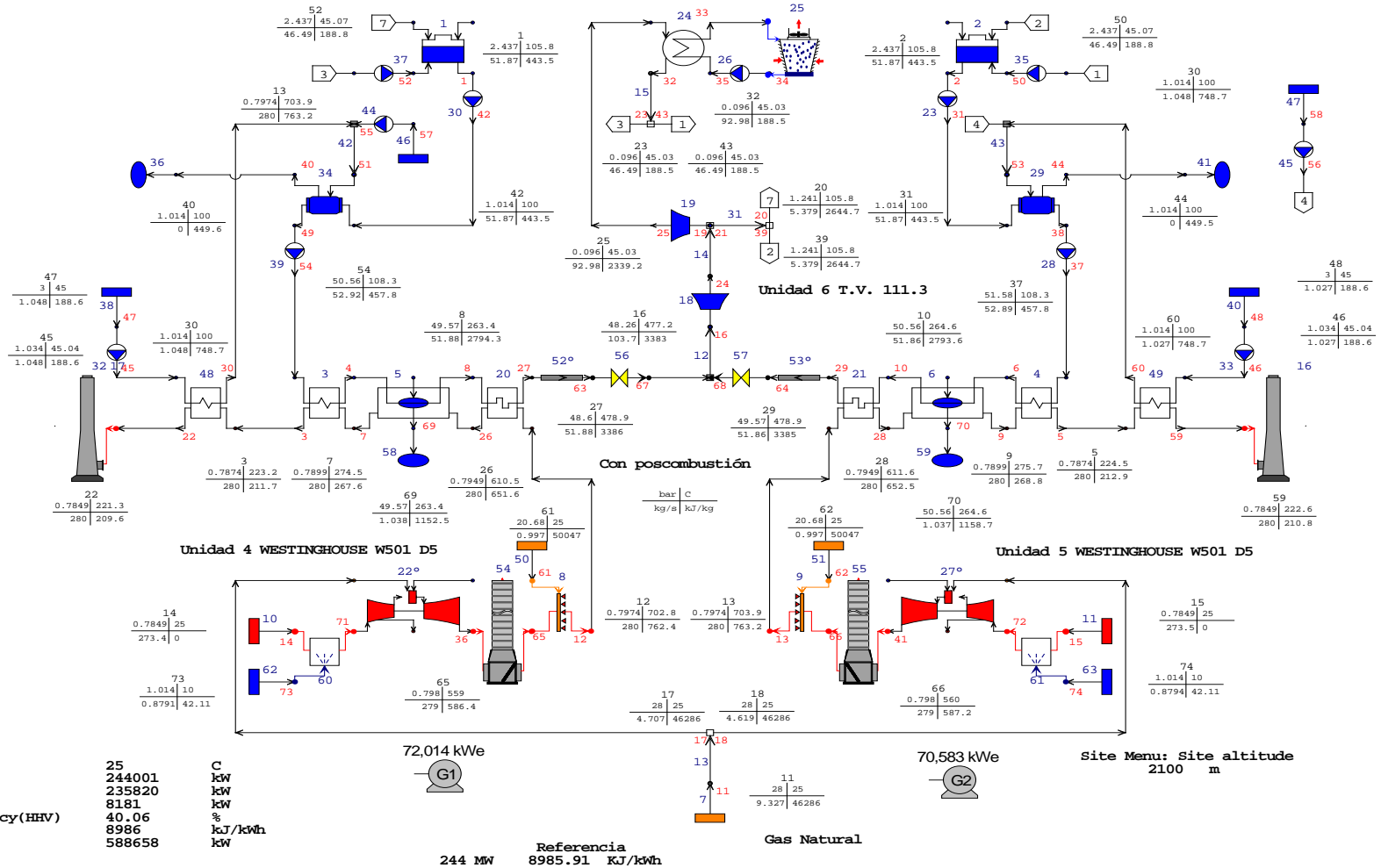
		U1-U2	U4-U5
Fabricante		Coen Company Inc.	Coen Company Inc.
Tipo		Rejilla	Rejilla
Número de quemadores		8	8
Flujo de gas (consumo)	m <sup>3</sup> /h	5834.395	5834.395
Capacidad	Kcal/h	57.96 X 10 <sup>5</sup>	57.96 X 10 <sup>5</sup>
Combustible		Gas natural	Gas natural
Material		Acero al carbón	Acero al carbón
Elementos		21 por quemador	21 por quemador
No. barrenos		5 de 5/8"	5 de 5/8"

Balance de Masa y Energía  
Planta actual

101,404 kW<sub>e</sub>

Impulsa, II-UNAM  
Versión: Final  
8 Agosto 2007

bar | C  
kg/s | kJ/kg



**APÉNDICE II Tabla de Estados Termodinámicos.**

Estados Termodinámicos Condiciones de Diseño

Fluido	m kg/s	T C	P bar	h kJ/kg	s kJ/kg-K	b kJ/kg	H kW	B kW
0Aire	0.00	25.00	0.78	298.00	6.933	0.00	0.0	0.0
0Agua	0.00	25.00	0.78	104.94	0.367	0.00	0.0	0.0
1Agua	50.45	105.76	2.42	443.43	1.371	39.31	22371.1	1983.2
2Agua	50.45	105.76	2.42	443.43	1.371	39.31	22371.1	1983.2
3Aire/Gas	268.50	205.96	0.79	193.08	7.446	40.30	51842.0	10819.4
4Agua	51.04	187.00	49.72	796.06	2.202	144.50	40630.8	7375.1
5Aire/Gas	265.50	207.43	0.79	194.67	7.449	40.96	51684.9	10875.4
6Agua	50.36	187.00	50.71	796.11	2.202	144.59	40091.9	7281.4
7Aire/Gas	268.50	266.34	0.79	258.88	7.580	66.07	69509.3	17738.8
8Agua	50.79	263.56	49.72	2794.82	5.977	1018.20	141949.0	51714.6
9Aire/Gas	265.50	267.58	0.79	260.24	7.582	66.73	69093.7	17717.5
10Agua	50.11	264.80	50.71	2793.96	5.968	1019.99	140005.2	51111.5
11Combustible	9.73	25.00	28.00	46285.57		46005.25	450173.5	447447.1
12Aire/Gas	268.50	703.20	0.80	763.69	8.314	352.21	205050.8	94569.4
13Aire/Gas	265.50	703.20	0.80	763.69	8.314	352.21	202759.7	93512.7
14Aire/Gas	258.80	25.00	0.78	0.00	6.927	1.97	0.0	510.8
15Aire/Gas	255.90	25.00	0.78	0.00	6.927	1.97	0.0	505.0
16Agua	100.90	507.03	48.26	3452.15	7.015	1366.15	348321.7	137844.5
17Combustible	4.88	25.00	28.00	46285.57		46005.25	226012.4	224643.6
18Combustible	4.84	25.00	28.00	46285.57		46005.25	224161.0	222803.4
19Agua	90.61	105.78	1.24	2646.54	7.186	509.74	239803.3	46187.7
20Agua	5.14	105.78	1.24	2646.54	7.186	509.74	13613.8	2622.1
21Agua	10.29	105.78	1.24	2646.54	7.186	509.74	27232.9	5245.2
22Aire/Gas	268.50	205.49	0.78	192.57	7.445	40.08	51705.0	10762.0
23Agua	45.31	46.13	0.10	193.14	0.653	2.96	8751.4	134.2
24Agua	100.90	105.78	1.24	2646.54	7.186	509.74	267036.2	51433.0
25Agua	90.61	46.13	0.10	2329.91	7.346	145.38	211112.8	13172.6
26Aire/Gas	268.50	599.03	0.79	638.72	8.166	271.37	171496.3	72862.0
27Agua	50.79	507.50	48.74	3452.70	7.012	1367.81	175362.8	69470.8
28Aire/Gas	265.50	599.32	0.79	639.06	8.165	271.84	169670.4	72174.2
29Agua	50.11	507.50	49.72	3451.61	7.001	1369.76	172960.0	68638.8
30Agua	0.60	99.50	1.01	417.19	1.302	33.76	248.2	20.1
31Agua	50.45	100.01	1.01	443.54	1.372	39.38	22376.6	1986.5
32Agua	90.61	46.13	0.10	193.14	0.653	2.96	17500.9	268.3
33Agua	4624.90	31.75	0.78	133.15	0.461	0.33	615810.8	1519.8
34Agua	4624.90	21.75	0.78	91.34	0.321	0.07	422434.0	313.5
35Agua	4624.90	21.75	0.78	91.34	0.321	0.07	422434.0	313.5
36Aire/Gas	267.30	544.25	0.80	569.53	8.060	233.78	152235.4	62488.2
37Agua	50.36	106.89	51.73	451.84	1.380	45.17	22754.6	2274.7
38Agua	50.36	100.01	1.01	443.54	1.372	39.07	22336.7	1967.4
39Agua	5.14	105.78	1.24	2646.54	7.186	509.74	13613.8	2622.1
40Agua	0.00	100.01	1.01	443.24	1.372	39.01	0.0	0.0
41Aire/Gas	264.40	546.31	0.80	571.98	8.066	234.52	151231.5	62006.7
42Agua	50.45	100.01	1.01	443.55	1.373	39.38	22377.3	1986.7
43Agua	45.31	46.13	0.10	193.14	0.653	2.96	8751.4	134.2

44	Agua	0.09	100.01	1.01	443.55	1.373	39.07	40.4	3.6
45	Agua	0.60	45.04	1.03	188.67	0.639	2.97	112.3	1.8
46	Agua	0.00	45.04	1.03	188.67	0.639	2.76	0.0	0.0
47	Agua	0.60	45.00	3.00	188.68	0.638	2.94	112.3	1.8
48	Agua	0.00	45.00	3.00	188.68	0.638	2.94	0.0	0.0
49	Agua	51.04	100.01	1.01	443.24	1.372	39.01	22622.9	1990.8
50	Agua	45.31	46.17	2.42	193.51	0.654	3.20	8768.1	145.2
51	Agua	0.60	99.50	1.01	417.19	1.302	33.76	248.2	20.1
52	Agua	45.31	46.17	2.42	193.51	0.654	3.20	8768.1	145.2
53	Agua	0.00	55.03	1.01	230.36	0.768	5.92	0.0	0.0
54	Agua	51.04	106.79	50.71	451.34	1.379	44.98	23036.5	2295.7
55	Agua	0.00	65.00	1.01	272.09	0.893	10.40	0.0	0.0
56	Agua	0.01	65.00	1.01	272.09	0.893	10.40	2.7	0.1
57	Agua	0.00	65.00	1.01	272.09	0.893	10.40	0.0	0.0
58	Agua	0.01	65.00	1.01	272.09	0.893	10.40	3.0	0.1
59	Aire/Gas	265.50	207.43	0.78	194.67	7.449	40.96	51684.9	10875.4
60	Agua	0.00	45.04	1.01	188.59	0.639	2.66	0.0	0.0
61	Combustible	1.14	25.00	20.68	46285.57		46005.25	52811.8	52492.0
62	Combustible	1.11	25.00	20.68	46285.57		46005.25	51562.1	51249.9
63	Agua	50.79	507.50	48.74	3452.70	7.012	1367.81	175362.8	69470.8
64	Agua	50.11	507.03	48.74	3451.61	7.010	1367.13	172960.2	68506.8
65	Aire/Gas	267.30	544.25	0.80	569.53	8.064	232.60	152235.4	62173.8
66	Aire/Gas	264.40	546.31	0.80	571.98	8.066	234.28	151231.5	61944.4
67	Agua	50.79	507.27	48.26	3452.71	7.016	1366.49	175362.9	69404.3
68	Agua	50.11	506.80	48.26	3451.61	7.015	1365.82	172960.3	68441.2
69	Agua	0.25	263.56	49.72	1152.07	2.916	287.57	292.6	73.0
70	Agua	0.25	264.80	50.71	1158.27	2.928	290.40	290.7	72.9
71	Aire/Gas	258.80	25.00	0.78	0.00	6.933	0.00	0.0	0.0
72	Aire/Gas	255.90	25.00	0.78	0.00	6.933	0.00	0.0	0.0
73	Agua	0.00	10.00	1.01	42.09	0.151	1.63	0.0	0.0
74	Agua	0.00	10.00	1.01	42.09	0.151	1.63	0.0	0.0
75	Aire/Gas	268.50	205.49	0.78	192.57	7.445	40.08	51705.0	0.0
76	Aire/Gas	265.50	207.43	0.78	194.67	7.449	40.96	51684.9	0.0
77	Aire/agua	4398.74	25.00	0.78	55.90	0.196	0.00	245889.6	0.0
78	Aire/agua	4398.74	27.45	0.78	101.40	0.342	0.61	446032.4	0.0
79	Agua	74.07	21.75	0.78	91.34	0.321	0.07	6765.9	5.0
80	Trabajo	0						79607.5	79607.5
81	Trabajo	0					107730.70	28123.2	28123.2
82	Trabajo	0						73197.6	73197.6
83	Trabajo	0						218.7	0.0
84	Trabajo	0					0.92	0.0	0.0
85	Trabajo	0						1390.0	1390.0
86	Trabajo	0					0.92	0.0	0.0
87	Trabajo	0						72399.5	72399.5
88	Trabajo	0						218.7	0.0
89	Trabajo	0						439.0	439.0
90	Trabajo	0						0.0	0.0
91	Trabajo	0						1.0	1.0
92	Trabajo	0						2.0	2.0
93	Trabajo	0						19.1	19.1
94	Trabajo	0						19.1	19.1



95	Trabajo	0					436.2	436.2	
96	Trabajo	0					0.0	0.0	
97	Trabajo	0					0.0	0.0	
98	Calor	0					10.8	0.0	
99	Calor	0					10.8	0.0	
100	Calor	0					73.0	0.0	
101	Calor	0					71.6	0.0	
102	Calor	0					376.2	0.0	
103	Calor	0					372.7	0.0	
104	Calor	0					-3.6	0.0	
105	Calor	0					33.9	0.0	
106	Calor	0					1.5	0.0	
107	Calor	0					0.0	0.0	
108	Calor	0					0.0	0.0	
109	calor	0					1678.0	0.0	
110	Calor	0					567.3	0.0	
111	Calor	0					140.6	0.0	
112	Calor	0					134.4	0.0	
113	Calor	0					798.2	0.0	
114	Calor	0					0.0	0.0	
115	Calor	0					235.1	12819.3	
116	Calor	0					1390.0	0.0	
117	Calor	0					0.0	0.0	
118	Calor	0					748.7	0.0	
119	Calor	0					0.0	0.0	
120	Calor	0					-0.4	0.0	
121	Calor	0					0.0	0.0	
122	Calor	0					0.0	0.0	
123	Calor	0					0.0	0.0	
124	Calor	0					0.0	0.0	
125	Calor	0					0.0	0.0	
126	Calor	0					0.0	0.0	
127	Calor	0					0.0	0.0	
128	Calor	0					0.0	0.0	
129	Calor	0					0.0	0.0	
130	Calor	0					0.0	0.0	
131	Calor	0					0.0	0.0	
132	Calor	0					0.0	0.0	
133	Calor	0					0.0	0.0	
134	Calor	0					0.0	0.0	
135	Calor	0					0.0	0.0	
136	Calor	0					0.0	0.0	
137	Calor	0					0.0	0.0	
138	Calor	0					0.0	0.0	
139	Calor	0					-0.3	0.0	
140	Calor	0					-0.4	0.0	
141	Calor	0					0.0	0.0	
142	Calor	0					0.0	0.0	
143	Aire	258.80	421.00	10.46	408.80	7.847	136.61	105797.4	35353.6
144	Aire	267.30	1136.20	10.46	1230.00	7.866	952.04	328779.0	254480.4
145	Aire	255.90	421.00	10.33	408.80	7.847	136.61	104611.9	34957.4

146	Aire	264.40	1136.20	10.33	1230.00	7.866	952.04	325212.0	251719.5
147	Agua	50.45	100.01	2.42	443.55	1.373	39.07	22377.3	1971.0
148	Calor	0						0.0	0.0
149	Calor	0						0.0	0.0
150	Calor	0						0.0	0.0

Estados Termodinámicos Condiciones de Operación

	Fluido	m kg/s	T C	P bar	h kJ/kg	s kJ/kg-K	b kJ/kg	H kW	B kW
0		0.00	25.00	0.78	298.00	6.933	0.00	0.0	0.0
0		0.00	25.00	0.78	104.94	0.367	0.00	0.0	0.0
1	Agua	50.66	105.76	2.42	443.43	1.371	39.31	22464.3	1991.4
2	Agua	50.66	105.76	2.42	443.43	1.371	39.31	22464.3	1991.4
3	Aire/Gas	272.50	222.94	0.79	211.47	7.481	48.18	57625.6	13129.8
4	Agua	51.23	176.67	49.72	750.63	2.102	128.82	38454.7	6599.6
5	Aire/Gas	269.40	224.30	0.79	212.94	7.484	48.83	57366.0	13154.0
6	Agua	50.61	176.67	50.71	750.68	2.102	128.91	37991.9	6524.3
7	Aire/Gas	272.50	274.68	0.79	267.99	7.596	70.54	73027.3	19222.5
8	Agua	50.97	263.56	49.72	2794.82	5.977	1018.20	142452.1	51897.8
9	Aire/Gas	269.40	275.91	0.79	269.36	7.598	71.23	72565.6	19190.4
10	Agua	50.36	264.80	50.71	2793.96	5.968	1019.99	140703.7	51366.5
11	Combustible	9.79	25.00	28.00	46285.57		46005.25	452950.6	450207.4
12	Aire/Gas	272.50	703.20	0.80	763.56	8.314	352.08	208070.1	95942.8
13	Aire/Gas	269.40	703.90	0.80	764.44	8.315	352.74	205940.1	95029.1
14	Aire/Gas	262.70	25.00	0.78	0.00	6.927	1.97	0.0	518.5
15	Aire/Gas	259.70	25.00	0.78	0.00	6.927	1.97	0.0	512.5
16	Agua	101.33	478.48	48.26	3385.56	6.928	1325.47	343058.7	134310.2
17	Combustible	4.91	25.00	28.00	46285.57		46005.25	227401.0	226023.8
18	Combustible	4.87	25.00	28.00	46285.57		46005.25	225503.3	224137.6
19	Agua	90.91	105.78	1.24	2625.92	7.131	505.34	238722.4	45940.2
20	Agua	5.21	105.78	1.24	2625.92	7.131	505.34	13678.4	2632.3
21	Agua	10.42	105.78	1.24	2625.92	7.131	505.34	27362.1	5265.6
22	Aire/Gas	272.50	222.51	0.78	211.00	7.480	47.97	57497.5	13073.0
23	Agua	45.45	46.13	0.10	193.14	0.653	2.96	8778.4	134.6
24	Agua	101.33	105.78	1.24	2625.92	7.131	505.34	266084.5	51205.8
25	Agua	90.91	46.13	0.10	2320.41	7.316	144.74	210948.4	13158.6
26	Aire/Gas	272.50	610.56	0.79	652.30	8.179	280.93	177751.8	76553.7
27	Agua	50.97	479.00	48.75	3386.16	6.925	1327.17	172592.7	67645.7
28	Aire/Gas	269.40	611.39	0.79	653.32	8.179	281.90	176004.4	75944.2
29	Agua	50.36	479.00	49.72	3384.94	6.914	1329.02	170465.8	66929.7
30	Agua	0.56	99.50	1.01	501.69	1.529	50.69	282.5	28.5
31	Agua	50.66	100.01	1.01	443.54	1.372	39.38	22469.7	1994.8
32	Agua	90.91	46.13	0.10	193.14	0.653	2.96	17558.8	269.2
33	Agua	4619.20	31.75	0.78	133.15	0.461	0.33	615051.9	1517.9
34	Agua	4619.20	21.75	0.78	91.34	0.321	0.07	421913.4	313.1
35	Agua	4619.20	21.75	0.78	91.34	0.321	0.07	421913.4	313.1
36	Aire/Gas	271.30	541.56	0.80	566.23	8.056	231.48	153618.2	62800.2
37	Agua	50.61	106.89	51.73	451.84	1.380	45.17	22867.6	2286.0

38	Agua	50.61	100.01	1.01	443.54	1.372	39.07	22447.6	1977.1
39	Agua	5.21	105.78	1.24	2625.92	7.131	505.34	13678.4	2632.3
40	Agua	0.00	100.01	1.01	444.21	1.374	39.20	0.0	0.0
41	Aire/Gas	268.20	543.73	0.80	568.82	8.062	232.32	152557.5	62307.8
42	Agua	50.66	100.01	1.01	443.55	1.373	39.38	22470.5	1994.9
43	Agua	45.45	46.13	0.10	193.14	0.653	2.96	8778.4	134.6
44	Agua	0.06	100.01	1.01	443.55	1.373	39.07	24.8	2.2
45	Agua	0.56	45.04	1.03	188.67	0.639	2.97	106.2	1.7
46	Agua	0.00	45.04	1.03	188.67	0.639	2.76	0.0	0.0
47	Agua	0.56	45.00	3.00	188.68	0.638	2.94	106.2	1.7
48	Agua	0.00	45.00	3.00	188.68	0.638	2.94	0.0	0.0
49	Agua	51.23	100.01	1.01	444.21	1.374	39.20	22756.9	2008.3
50	Agua	45.45	46.17	2.42	193.51	0.654	3.20	8795.2	145.6
51	Agua	0.56	99.50	1.01	501.69	1.529	50.69	282.5	28.5
52	Agua	45.45	46.17	2.42	193.51	0.654	3.20	8795.2	145.6
53	Agua	0.00	55.03	1.01	230.36	0.768	5.92	0.0	0.0
54	Agua	51.23	106.80	50.71	451.38	1.379	44.99	23124.4	2304.7
55	Agua	0.00	65.00	1.01	272.09	0.893	10.40	0.0	0.0
56	Agua	0.01	65.00	1.01	272.09	0.893	10.40	2.7	0.1
57	Agua	0.00	65.00	1.01	272.09	0.893	10.40	0.0	0.0
58	Agua	0.01	65.00	1.01	272.09	0.893	10.40	3.0	0.1
59	Aire/Gas	269.40	224.30	0.78	212.94	7.484	48.83	57366.0	13154.0
60	Agua	0.00	45.04	1.01	188.59	0.639	2.66	0.0	0.0
61	Combustible	1.18	25.00	20.68	46285.57		46005.25	54478.1	54148.2
62	Combustible	1.15	25.00	20.68	46285.57		46005.25	53413.5	53090.1
63	Agua	50.97	479.00	48.75	3386.16	6.925	1327.17	172592.7	67645.7
64	Agua	50.36	478.48	48.75	3384.94	6.923	1326.43	170465.8	66799.1
65	Aire/Gas	271.30	541.56	0.80	566.23	8.060	230.30	153618.2	62481.2
66	Aire/Gas	268.20	543.73	0.80	568.82	8.063	232.08	152557.5	62244.7
67	Agua	50.97	478.74	48.26	3386.17	6.929	1325.84	172593.0	67578.1
68	Agua	50.36	478.22	48.26	3384.95	6.927	1325.11	170466.1	66732.4
69	Agua	0.26	263.56	49.72	1152.07	2.916	287.57	293.8	73.3
70	Agua	0.25	264.80	50.71	1158.27	2.928	290.40	291.9	73.2
71	Aire/Gas	262.70	25.00	0.78	0.00	6.933	0.00	0.0	0.0
72	Aire/Gas	259.70	25.00	0.78	0.00	6.933	0.00	0.0	0.0
73	Agua	0.00	10.00	1.01	42.09	0.151	1.63	0.0	0.0
74	Agua	0.00	10.00	1.01	42.09	0.151	1.63	0.0	0.0
75	Aire/Gas	272.50	222.51	0.78	211.00	7.480	47.97	57497.5	0.0
76	Aire/Gas	269.40	224.30	0.78	212.94	7.484	48.83	57366.0	0.0
77	Aire/agua	4393.32	25.00	0.78	55.90	0.196	0.00	245586.6	0.0
78	Aire/agua	4393.32	27.45	0.78	101.40	0.342	0.61	445482.6	0.0
79	Agua	73.98	21.75	0.78	91.34	0.321	0.07	6757.6	5.0
80	Trabajo	0						75455.0	75455.0
81	Trabajo	0					102679.80	27224.8	27224.8
82	Trabajo	0						73198.2	73198.2
83	Trabajo	0						218.7	0.0
84	Trabajo	0					0.92	0.0	0.0
85	Trabajo	0						1390.0	1390.0
86	Trabajo	0					0.92	0.0	0.0
87	Trabajo	0						72399.5	72399.5
88	Trabajo	0						218.7	0.0

89	Trabajo	0	439.0	439.0
90	Trabajo	0	0.0	0.0
91	Trabajo	0	1.0	1.0
92	Trabajo	0	2.0	2.0
93	Trabajo	0	19.2	19.2
94	Trabajo	0	19.2	19.2
95	Trabajo	0	436.2	436.2
96	Trabajo	0	0.0	0.0
97	Trabajo	0	0.0	0.0
98	Calor	0	9.4	0.0
99	Calor	0	9.4	0.0
100	Calor	0	71.5	0.0
101	Calor	0	75.2	0.0
102	Calor	0	433.3	0.0
103	Calor	0	435.2	0.0
104	Calor	0	26.2	0.0
105	Calor	0	30.9	0.0
106	Calor	0	0.4	0.0
107	Calor	0	46.3	0.0
108	Calor	0	0.0	0.0
109	calor	0	1519.3	0.0
110	Calor	0	549.2	0.0
111	Calor	0	177.8	0.0
112	Calor	0	173.6	0.0
113	Calor	0	803.3	0.0
114	Calor	0	0.0	0.0
115	Calor	0	251.1	12804.6
116	Calor	0	1390.0	0.0
117	Calor	0	0.0	0.0
118	Calor	0	765.0	0.0
119	Calor	0	0.0	0.0
120	Calor	0	-2.7	0.0
121	Calor	0	0.0	0.0
122	Calor	0	0.0	0.0
123	Calor	0	0.0	0.0
124	Calor	0	0.0	0.0
125	Calor	0	0.0	0.0
126	Calor	0	0.0	0.0
127	Calor	0	0.0	0.0
128	Calor	0	0.0	0.0
129	Calor	0	0.0	0.0
130	Calor	0	0.0	0.0
131	Calor	0	0.0	0.0
132	Calor	0	0.0	0.0
133	Calor	0	0.0	0.0
134	Calor	0	0.0	0.0
135	Calor	0	0.0	0.0
136	Calor	0	0.0	0.0
137	Calor	0	0.0	0.0
138	Calor	0	0.0	0.0
139	Calor	0	-0.3	0.0

140	Calor	0						-0.4	0.0
141	Calor	0						0.0	0.0
142	Calor	0						0.0	0.0
143	Aire	262.70	421.00	10.46	408.80	7.847	136.61	0.0	35886.4
144	Aire	271.30	1136.20	10.46	1230.00	7.866	952.04	0.0	258288.6
145	Aire	259.70	421.00	10.33	408.80	7.847	136.61	0.0	35476.5
146	Aire	268.20	1136.20	10.33	1230.00	7.866	952.04	0.0	255337.2
147	Agua	50.66	100.01	2.42	443.55	1.373	39.07	22470.5	1979.2
148	Calor	0						0.0	0.0
149	Calor	0						0.0	0.0
150	Calor	0						0.0	0.0

### APÉNDICE III Matriz de Incidencia Ciclo Combinado











### Comprobación de balance de energía Ciclo combinado

Descripción	KW
Deareador U4	0.0
Deareador U5	0.0
Economizador de baja presión 2 U4	0.0
Economizador de baja presión U5	0.0
Domo de vapor U4	0.0
Domo de vapor U5	0.0
Postcombustor U4	0.0
Postcombustor U5	0.0
Cabezal de vapor	0.0
Divisor de combustible	0.0
Divisor turbina BP-deareador	0.0
Divisor de agua condensador	0.0
Chimenea U5	0.0
Chimenea U4	0.0
Turbina de vapor A.P.	0.0
Turbina de vapor B.P.	0.0
Sobrecalentador U4	0.0
Sobrecalentador U5	0.0
Turbina de gas U4	0.0
Bomba alimentación tanque U5	0.0
Condensador	0.0
Torre de enfriamiento	0.0
Bomba torre de enfriamiento	0.0
Turbina de gas U5	0.0
Bomba de alimentación HRSG 2 U5	0.0
Tanque de agua de ... U5	0.0
Bomba alimentación tanque U4	0.0
Divisor deareador U4-U5	0.0
Bomba de alimentación HRSG U4	0.0
Bomba de alimentación HRSG U5	0.0
Tanque de agua de ... U4	0.0
Bomba condensador U5	0.0
Bomba condensador U4	0.0
Bomba de alimentación HRSG 2 U4	0.0
Mezclador Economizador-Agua respues U4	0.0
Mezclador Economizador-Agua respues U5	0.0
Bomba de agua de repuesto U4	0.0
Bomba de agua de repuesto U5	0.0
Economizador de baja presión U4	0.0
Economizador de baja presión 2 U5	0.0
Tubería U4	0.0
Tubería U5	0.0
Chimenea de turbina de gas U4	0.0
Chimenea de turbina de gas U5	0.0
Válvula de regulación U4	0.0
Válvula de regulación U5	0.0

Generador eléctrico U4 0.0  
 Generador eléctrico U5 0.0  
 Generador eléctrico U6 0.0  
 Vector de destrucción de exergía Ciclo combinado condición de diseño y operativa

EQUIPO	$B_d^0$	$B_d$
	kW	kW
Combustor	5516.84	3621.60
Compresor	64802.40	67860.64
Turbina	18638.58	18543.18
Poscombustor	20410.85	21005.57
Sobrecalentador	3951.07	3641.27
Domo	10783.76	12032.88
Economizador	1588.40	1544.91
Cabezal1	265.16	265.19
Turbinaap1	6805.07	7650.39
Turbinabp1	4891.96	5556.79
Bombawf1	8.04	8.12
Deareador1	784.14	786.53
Bombadea1	2.67	2.68
Generadortg1	1183.68	1184.20
Generadorvap1	1528.99	1457.30
Combustor2	6041.39	4276.89
Compresor2	63326.56	66190.45
Turbina2	19029.32	18962.95
Poscombustor2	19743.78	20368.71
Sobrecalentador2	3811.25	3521.76
Domo2	10626.46	11911.63
Economizador2	1547.30	1506.84
Bombawf2	8.04	8.12
Deareador2	784.14	786.53
Bombadea2	2.09	2.10
Generadortg2	1176.20	1176.20
Bomba wf1.2	0.01	0.01
Bomba wf2.2	0.01	0.01
Condensador	84.91	84.87
Chimenea1	0.00	0.00
Chimenea2	0.00	0.00

**APÉNDICE IV Ecuaciones de costo exergético.**

$$\kappa_1^* = 1 \quad , \quad (1)$$

$$\kappa_8^* = 1 \quad , \quad (2)$$

$$\kappa_{37}^* = 1 \quad , \quad (3)$$

$$\kappa_{40}^* = 1 \quad , \quad (4)$$

$$\kappa_{21}^* = 1 \quad , \quad (5)$$

$$\kappa_{28}^* = 1 \quad , \quad (6)$$

$$\kappa_{47}^* = 1 \quad , \quad (7)$$

$$\kappa_{50}^* = 1 \quad , \quad (8)$$

$$\kappa_{54}^* = 1 \quad , \quad (9)$$

$$\kappa_{56}^* = 1 \quad , \quad (10)$$

$$\kappa_{57}^* = 1 \quad , \quad (11)$$

$$\kappa_{59}^* = 1 \quad . \quad (12)$$

*Cámara de combustión.*

$$\kappa_3^* B_3 = \kappa_1^* B_1 + \kappa_2^* B_2 \quad , \quad (13)$$

$$\kappa_3^* = \kappa_4^* \quad . \quad (14)$$

*Compresor de gas*

$$\kappa_2^* B_2 = \kappa_5^* B_5 \quad . \quad (15)$$

*Turbina de gas*

$$\kappa_3^* B_3 = \kappa_4^* B_4 + \kappa_5^* B_5 + \kappa_6^* B_6 \quad , \quad (16)$$

$$\kappa_5^* = \kappa_6^* \quad . \quad (17)$$

*Postcombustor*

$$\kappa_4^* B_4 + \kappa_8^* B_8 = \kappa_9^* B_9 \quad . \quad (18)$$

*Sobrecalentador*

$$\kappa_9^* B_9 + \kappa_{42}^* B_{42} = \kappa_{10}^* B_{10} + \kappa_{43}^* B_{43} \quad , \quad (19)$$

$$\kappa_9^* = \kappa_{10}^* \quad . \quad (20)$$

*Domo*

$$\kappa_{10}^* B_{10} + \kappa_{41}^* B_{41} = \kappa_{11}^* B_{11} + \kappa_{42}^* B_{42} \quad , \quad (21)$$

$$\kappa_{10}^* = \kappa_{11}^* \quad . \quad (22)$$

*Economizador*

$$\kappa_{11}^* B_{11} + \kappa_{39}^* B_{39} = \kappa_{12}^* B_{12} + \kappa_{41}^* B_{41} \quad , \quad (23)$$

$$\kappa_{11}^* = \kappa_{12}^* \quad . \quad (24)$$

*Cabezal1*

$$\kappa_{14}^* B_{14} = \kappa_{43}^* B_{43} + \kappa_{53}^* B_{53} \quad , \quad (25)$$

*Turbinaap1*

$$\kappa_{14}^* B_{14} = \kappa_{15}^* B_{15} + \kappa_{16}^* B_{16} + \kappa_{34}^* B_{34} + \kappa_{44}^* B_{44} \quad , \quad (26)$$

$$\kappa_{14}^* = \kappa_{15}^* \quad , \quad (27)$$

$$\kappa_{14}^* = \kappa_{34}^* \quad , \quad (28)$$

$$\kappa_{14}^* = \kappa_{44}^* \quad . \quad (29)$$

*Turbinabp1*

$$\kappa_{15}^* B_{15} = \kappa_{17}^* B_{17} + \kappa_{18}^* B_{18} \quad , \quad (30)$$

$$\kappa_{15}^* = \kappa_{17}^* \quad . \quad (31)$$

*Bombawf1*

$$\kappa_{36}^* B_{36} = \kappa_{35}^* B_{35} + \kappa_{37}^* B_{37} \quad . \quad (32)$$

*Deareador*

$$\kappa_{38}^* B_{38} = \kappa_{34}^* B_{34} + \kappa_{36}^* B_{36} \quad . \quad (33)$$

*Bombadeal*

$$\kappa_{39}^* B_{39} = \kappa_{38}^* B_{38} + \kappa_{40}^* B_{40} \quad . \quad (34)$$

*Generador eléctrico-TG*

$$\kappa_6^* B_6 = \kappa_7^* B_7 \quad . \quad (35)$$

*Generadorvapl*

$$\kappa_{19}^* B_{19} = \kappa_{16}^* B_{16} + \kappa_{18}^* B_{18} \quad . \quad (36)$$

*Cámara de combustión.2*

$$\kappa_{23}^* B_{23} = \kappa_{21}^* B_{21} + \kappa_{22}^* B_{22} \quad , \quad (37)$$

$$\kappa_{23}^* = \kappa_{24}^* \quad . \quad (38)$$

*Compresor2*

$$\kappa_{22}^* B_{22} = \kappa_{25}^* B_{25} \quad , \quad (39)$$

*Turbina2*

$$\kappa_{23}^* B_{23} = \kappa_{24}^* B_{24} + \kappa_{25}^* B_{25} + \kappa_{26}^* B_{26} \quad , \quad (40)$$

$$\kappa_{25}^* = \kappa_{26}^* \quad . \quad (41)$$

*Poscombustor2*

$$\kappa_{24}^* B_{24} + \kappa_{28}^* B_{28} = \kappa_{29}^* B_{29} \quad . \quad (42)$$

*Sobrecalentador2*

$$\kappa_{29}^* B_{29} + \kappa_{52}^* B_{52} = \kappa_{30}^* B_{30} + \kappa_{53}^* B_{53} \quad , \quad (43)$$

$$\kappa_{29}^* = \kappa_{30}^* \quad . \quad (44)$$

*Domo2*

$$\kappa_{30}^* B_{30} + \kappa_{51}^* B_{51} = \kappa_{31}^* B_{31} + \kappa_{52}^* B_{52} \quad , \quad (45)$$

$$\kappa_{30}^* = \kappa_{31}^* \quad . \quad (46)$$

*Economizador2*

$$\kappa_{31}^* B_{31} + \kappa_{49}^* B_{49} = \kappa_{32}^* B_{32} + \kappa_{51}^* B_{51} \quad , \quad (47)$$

$$\kappa_{31}^* = \kappa_{32}^* \quad . \quad (48)$$

*Bombawf2*

$$\kappa_{46}^* B_{46} = \kappa_{45}^* B_{45} + \kappa_{47}^* B_{47} \quad . \quad (49)$$

*Deareador2*

$$\kappa_{48}^* B_{48} = \kappa_{44}^* B_{44} + \kappa_{46}^* B_{46} \quad . \quad (50)$$

*Bombadea2*

$$\kappa_{49}^* B_{49} = \kappa_{48}^* B_{48} + \kappa_{50}^* B_{50} \quad . \quad (51)$$

*GeneradorTG2*

$$\kappa_{26}^* B_{26} = \kappa_{27}^* B_{27} \quad . \quad (52)$$

*Bomba WF1.2*

$$\kappa_{55}^* B_{55} = \kappa_{54}^* B_{54} + \kappa_{56}^* B_{56} \quad . \quad (53)$$

*Bomba wf2.2*

$$\kappa_{58}^* B_{58} = \kappa_{57}^* B_{57} + \kappa_{59}^* B_{59} \quad . \quad (54)$$

Equipos disipativos

*Condensador*

$$\kappa_{17}^* B_{17} = \kappa_{20}^* B_{20} + \kappa_{35}^* B_{35} + \kappa_{45}^* B_{45} \quad , \quad (55)$$

$$\kappa_{17}^* = \kappa_{35}^* \quad , \quad (56)$$

$$\kappa_{17}^* = \kappa_{45}^* \quad . \quad (57)$$

*Chimenea1*

$$\kappa_{12}^* B_{12} = \kappa_{13}^* B_{13} \quad . \quad (58)$$

*Chimenea2*

$$\kappa_{32}^* B_{32} = \kappa_{33}^* B_{33} \quad . \quad (59)$$

## APÉNDICE V Resultados exergéticos

### Condición de diseño

Tabla Recurso producto, irreversibilidad y de costos exergéticos unitarios

EQUIPO	<i>F</i>	<i>P</i>	<i>I</i>	$\kappa$	$\kappa_P^e$	$\kappa_P^r$	$\kappa_P$	$\kappa_F$	$\kappa_P^*$	$\kappa_F^*$	$\kappa_R^*$
	kW	kW	kW						kW	kW	kW
CC	224643.6	219126.8	5516.8	1	1.03	0.05	1.073	1.000	235121.4	224643.6	10477.8
CG	100156.8	35353.6	64803.2	2.8	4.91	0.31	5.224	1.827	184676.7	182986.3	1690.5
TG	191992.7	173353.6	18639.1	1.1	1.73	0.09	1.827	1.650	316716.7	316716.7	0.0
PC	52492.0	32081.1	20410.8	1.6	1.64	0.19	1.831	1.000	58739.1	52492.0	6247.1

SH	21706.4	17756.3	3950.1	1.2	1.94	0.15	2.092	1.711	37142.8	37142.8	0.0
RB	55123.8	44339.4	10784.4	1.2	1.98	0.15	2.127	1.711	94324.6	94324.6	0.0
ECO	6976.5	5388.4	1588.1	1.3	2.06	0.16	2.215	1.711	11937.8	11937.8	0.0
DS	138109.7	137844.5	265.2	1.0	2.00	0.39	2.384	2.157	328611.3	297848.6	30762.7
TV-AP	86412.8	79607.5	6805.3	1.1	2.17	0.42	2.588	2.384	206001.8	206001.8	0.0
TV-BP	33015.0	28123.2	4891.8	1.2	2.34	0.45	2.799	2.384	78705.4	78705.4	0.0
BA-WF1	19.1	11.0	8.0	1.7	1.73	0.00	1.730	1.000	19.1	19.1	0.0
DEA	2767.3	1983.2	784.1	1.4	2.78	0.54	3.323	2.381	6589.8	6589.8	0.0
BD-1	6.2	3.5	2.7	1.8	1.76	0.00	1.758	1.000	6.2	6.2	0.0
GE-1	73196.8	72013.9	1182.9	1.0	1.76	0.10	1.857	1.827	133730.5	133730.5	0.0
GE3	107730.7	106201.7	1529.0	1.0	2.25	0.44	2.681	2.643	284707.2	284707.2	0.0
CC	222803.4	216762.0	6041.4	1.0	1.03	0.05	1.077	1.000	233417.9	222803.4	10614.5
CG	98284.7	34957.4	63327.2	2.8	4.89	0.32	5.206	1.834	181995.2	180283.4	1711.8
TG	189713.4	170683.5	19029.9	1.1	1.74	0.10	1.834	1.650	313084.5	313084.5	0
PC	51249.9	31506.1	19743.8	1.6	1.63	0.20	1.825	1.000	57513.1	51249.9	6263.2
SH	21338.5	17527.3	3811.2	1.2	1.93	0.15	2.081	1.709	36474.3	36474.3	0
RB	54455.9	43830.2	10625.7	1.2	1.97	0.15	2.124	1.709	93082.3	93082.3	0
ECO	6842.3	5294.8	1547.5	1.3	2.05	0.16	2.209	1.709	11695.6	11695.6	0
BA-WF1	19.1	11.0	8.0	1.7	1.73	0.00	1.730	1.000	19.1	19.1	0
DEA	2767.3	1983.2	784.1	1.4	2.78	0.54	3.323	2.381	6589.8	6589.8	0
BD-1	5.5	3.4	2.1	1.6	1.62	0.00	1.620	1.000	5.5	5.5	0
GE-1	72398.8	71223.3	1175.5	1.0	1.77	0.10	1.865	1.834	132801.0	132801.0	0
BA-WF1.2	0.0	0.0	0.0	1.4	1.42	0.00	1.415	1.000	0.0	0.0	0
BA-WF2.2	0.0	0.0	0.0	1.5	1.50	0.00	1.500	1.000	0.0	0.0	0
COND	12904.2	12819.3	84.9	1.0	2.01	0.39	2.400	2.384	30762.7	30762.7	0
SS	10762.0	10762.0	0.0	1.0	0.59	0.12	0.711	1.711	18415.3	18415.3	0
SS-2	10875.4	10875.4	0.0	1.0	0.58	0.12	0.709	1.709	18589.5	18589.5	0

### Condición de operativa

Tabla Recurso producto, irreversibilidad y de costos exergeticos unitarios

EQUIPO	$F$	$P$	$I$	$\kappa$	$\kappa_p^e$	$\kappa_p^r$	$\kappa_p$	$\kappa_F$	$\kappa_p^*$	$\kappa_F^*$	$\kappa_R^*$
	kW	kW	kW						kW	kW	kW
CC	226023.8	222402.2	3621.6	1.0	1.02	0.06	1.074	1.000	238875.7	226023.8	12851.9
CG	103746.5	35886.4	67860.1	2.9	5.02	0.39	5.414	1.853	194301.4	192227.6	2073.8
TG	195488.3	176945.2	18543.1	1.1	1.74	0.11	1.853	1.677	327854.4	327854.4	0.0
PC	54148.2	33142.6	21005.6	1.6	1.63	0.24	1.871	1.000	62025.2	54148.2	7877.0



<b>SH</b>	19390.1	15747.9	3642.2	1.2	1.96	0.18	2.148	1.744	33821.0	33821.0	0.0
<b>RB</b>	57330.4	45298.3	12032.2	1.3	2.02	0.19	2.208	1.744	99998.4	99998.4	0.0
<b>ECO</b>	6151.0	4604.6	1546.3	1.3	2.13	0.20	2.330	1.744	10727.5	10727.5	0.0
<b>DS</b>	134575.4	134310.2	265.2	1.0	2.04	0.44	2.478	2.236	332822.3	300882.1	31940.2
<b>TV-AP</b>	83104.7	75455.0	7649.7	1.1	2.24	0.49	2.729	2.478	205934.5	205934.5	0.0
<b>TV-BP</b>	32782.2	27224.8	5557.4	1.2	2.45	0.53	2.984	2.478	81234.6	81234.6	0.0
<b>BAA-1</b>	19.2	11.0	8.1	1.7	1.73	0.00	1.735	1.000	19.2	19.2	0.0
<b>DEA</b>	2778.0	1991.4	786.6	1.4	2.84	0.61	3.453	2.475	6875.7	6875.7	0.0
<b>BD-1</b>	6.2	3.5	2.7	1.8	1.76	0.00	1.758	1.000	6.2	6.2	0.0
<b>GE-1</b>	73198.7	72014.0	1184.7	1.0	1.77	0.12	1.883	1.853	135626.8	135626.8	0.0
<b>GE3</b>	102679.8	101222.5	1457.3	1.0	2.33	0.51	2.837	2.797	287169.1	287169.1	0.0
<b>CC</b>	224137.6	219860.7	4276.9	1.0	1.02	0.06	1.078	1.000	237069.6	224137.6	12932.0
<b>CG</b>	101667.0	35476.5	66190.5	2.9	5.00	0.39	5.389	1.860	191176.9	189090.2	2086.7
<b>TG</b>	193029.8	174066.5	18963.3	1.1	1.74	0.12	1.860	1.677	323745.8	323745.8	0
<b>PC</b>	53090.1	32721.3	20368.7	1.6	1.62	0.24	1.864	1.000	60977.1	53090.1	7887.1
<b>SH</b>	19085.5	15563.2	3522.3	1.2	1.95	0.19	2.135	1.741	33234.4	33234.4	0
<b>RB</b>	56753.0	44842.2	11910.8	1.3	2.01	0.19	2.204	1.741	98826.6	98826.6	0
<b>ECO</b>	6036.3	4529.5	1506.8	1.3	2.12	0.20	2.321	1.741	10511.2	10511.2	0
<b>BAA-2</b>	19.2	11.0	8.1	1.7	1.73	0.00	1.735	1.000	19.2	19.2	0
<b>DEA</b>	2778.0	1991.4	786.6	1.4	2.84	0.61	3.453	2.475	6875.7	6875.7	0
<b>BD-1</b>	5.5	3.4	2.1	1.6	1.62	0.00	1.620	1.000	5.5	5.5	0
<b>GE-1</b>	72399.5	71223.3	1176.2	1.0	1.77	0.12	1.891	1.860	134655.6	134655.6	0
<b>BAA-3</b>	0.0	0.0	0.0	1.5	1.50	0.00	1.496	1.000	0.0	0.0	0
<b>BAA-4</b>	0.0	0.0	0.0	1.6	1.60	0.00	1.600	1.000	0.0	0.0	0
<b>COND</b>	12889.5	12804.6	84.9	1.0	2.05	0.44	2.494	2.478	31940.2	31940.2	0
<b>SS</b>	13073.1	13073.0	0.1	1.0	0.59	0.15	0.744	1.744	22802.7	22802.7	0
<b>SS-2</b>	13154.1	13154.0	0.0	1.0	0.59	0.15	0.741	1.741	22905.8	22905.8	0

**APÉNDICE VI Cálculo de sistema de Absorción CO<sub>2</sub>-Monoetanolamina**

Corriente de gases Chimenea U-4 condiciones de diseño.

Flujo de gases m=268.48 kg/s

	Composición molar								
	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O vap	Ar	SO <sub>2</sub>	MEA		
fmi	73.84	12.39	3.81	9.07	0.89	0.00		100.00	%
MM	28.01	32.00	44.09	18.02	18.00	64.00	61.08		kg/kmol
	20.69	3.97	1.68	1.63	0.16	0.00		28.13	kmol/s
kmol/s	7.05	1.18	0.36	0.87	0.08	0.00		9.55	
Composición másica									
	0.74	0.14	0.06	0.06	0.01	0.00			
	197.47	37.85	16.04	15.59	1.53	0.01		268.48	kg/s

	0.74	0.14	0.06	0.06	0.01	0.00	
	Composición con 5% de CO <sub>2</sub>						
	197.47	37.85	0.80	15.59	1.53	0.01	253.25 kg/s
	0.78	0.15	0.00	0.06	0.01	0.00	1.00

**AMINA POBRE**

	H2O liq.	MEA	Solución
% peso	0.70	0.30	
Cp	4.18	2.79	
Cpi	0.03	0.01	0.04kJ/kg K
kg/s	172.79	74.05	<b>246.85</b>
MM	12.61	18.33	<b>30.94</b>

**AMINA RICA**

	MEA	H2O liq.	CO <sub>2</sub>	
% Relación molar			0.30	
% de absorción molar			0.95	
Cantidad de amina	1.21			kmol/s MEA
m	74.05	172.79	15.23	<b>262.08kg/s</b>
Fmi	28%	66%	6%	100%%

Corriente de gases Chimenea U-5 condiciones de diseño.

Flujo de gases m=265.477 kg/s

	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H2O vap	Ar	SO <sub>2</sub>	MEA	
	73.84	12.39	3.81	9.07	0.89	0.00		100.00
MM	28.01	32.00	44.09	18.02	18.00	64.00	61.08	kg/kmol
	20.69	3.97	1.68	1.63	0.16	0.00		28.13 kmol/s
kmol/s	6.97	1.17	0.36	0.86	0.08	0.00		9.44kmol/s
	Composición másica							
	0.74	0.14	0.06	0.06	0.01	0.00		
	195.26	37.43	15.86	15.42	1.51	0.01		265.48 kg/s
	0.74	0.14	0.06	0.06	0.01	0.00		
	Composición con 5% de CO <sub>2</sub>							
	195.26	37.43	0.79	15.42	1.51	0.01		250.41 kg/s
	0.78	0.15	0.00	0.06	0.01	0.00		1.00

**AMINA POBRE**

	H2O liq.	MEA	Solución
% peso	70.00	30.00	
Cp	4.18	2.79	
Cpi	2.93	0.84	3.76kJ/kg K
kg/s	170.86	73.23	<b>244.09</b>
MM	12.61	18.33	<b>30.94</b>

**AMINA RICA**

	MEA	H2O liq.	CO <sub>2</sub>	
% Relación molar	1.00		0.30	
% de absorción molar			0.95	
Cantidad de amina	1.20			kmol/s MEA
m	73.23	170.86	15.06	<b>259.15kg/s</b>
Fmi	28%	66%	6%	100%

Corriente de gases Chimenea U-4 condiciones operativa.

Flujo de gases m= 272.51kg/s

	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H2O vap	Ar	SO <sub>2</sub>	MEA	
MM	73.84	12.39	3.81	9.07	0.89	0.00		100.00
	28.01	32.00	44.09	18.02	18.00	64.00	61.08	kg/kmol
	20.69	3.97	1.68	1.63	0.16	0.00		28.13kmol/s
kmol/s	7.15	1.20	0.37	0.88	0.09	0.00		9.69
Composición másica								
	0.74	0.14	0.06	0.06	0.01	0.00		
kg/s	200.43	38.42	16.28	15.82	1.55	0.01		272.51kg/s
	0.74	0.14	0.06	0.06	0.01	0.00		
Composición con 5% de CO <sub>2</sub>								
	200.43	38.42	0.81	15.82	1.55	0.01		257.05kg/s
	0.78	0.15	0.00	0.06	0.01	0.00		1

**AMINA POBRE**

	H2O liq.	MEA	Solución
% peso	70	30	
Cp	4.18	2.7904	
Cpi	2.93	0.84	<b>3.76</b>
kg/s	175.39	75.17	<b>250.55</b>
MM	12.61	18.33	<b>30.94</b>

**AMINA RICA**

	MEA	H2O liq.	CO <sub>2</sub>	
% Relación molar	1.00		0.30	
% de absorción molar			0.95	
Cantidad de amina	1.23			kmol/s MEA
m	75.17	175.39	15.46	<b>266.01kg/s</b>
Fmi	28.26%	65.93%	5.81%	100.00%

Corriente de gases Chimenea U-5 condiciones operativa.

Flujo de gases m= 269.356 kg/s

	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H2O vap	Ar	SO <sub>2</sub>	MEA	
MM	73.84	12.39	3.81	9.07	0.89	0.00		100.00
	28.01	32.00	44.09	18.02	18.00	64.00	61.08	kg/kmol
	20.69	3.97	1.68	1.63	0.16	0.00		28.13kmol/s
kmol/s	7.02	1.18	0.36	0.86	0.08	0.00		9.51
Composición másica								
kg/s	73.55%	14.10%	5.97%	5.81%	0.57%	0.00%		
	198.11	37.97	16.09	15.64	1.53	0.01		269.36kg/s
	73.55%	14.10%	5.97%	5.81%	0.57%	0.00%		
Composición con 5% de CO <sub>2</sub>								
	198.11	37.97	0.80	15.64	1.53	0.01		254.07kg/s
	0.78	0.15	0.00	0.06	0.01	0.00		1

**AMINA POBRE**

	<b>H2O liq.</b>	<b>MEA</b>	<b>Solución</b>
% peso	70	30	
Cp	4.18	2.79	
Cpi	2.93	0.84	<b>3.76</b>
kg/s	172.18	73.79	<b>245.96</b>
MM	12.61	18.33	<b>30.94</b>

**AMINA RICA**

	<b>MEA</b>	<b>H2O liq.</b>	<b>CO<sub>2</sub></b>	
% Relación molar	1.00		0.30	
% de absorción molar			0.95	
Cantidad de amina	1.21			kmol/s MEA
m	73.79	172.18	15.28	<b>261.25kg/s</b>
Fmi	28.24%	65.90%	5.85%	100.00%

Condición de diseño

Tabla de estados termodinámicos sistema de captura de CO<sub>2</sub>

	<b>Fluido</b>	<b>m</b>	<b>T</b>	<b>P</b>	<b>h</b>	<b>s</b>	<b>H</b>	<b>b</b>	<b>B</b>
		<b>kg/s</b>	<b>C</b>	<b>bar</b>	<b>kJ/kg</b>	<b>kJ/kg-K</b>	<b>kW</b>	<b>kJ/kg</b>	<b>kW</b>
12	Aire/Gas	268.482	205.49	0.7838	192.57	7.445	51,701.58	40.08	10761.27
13	Aire/Gas+5 CO2	253.25	70	0.7863	69	7.135	17,474.12	8.92	2259.53
32	Aire/Gas	265.477	205.49	0.7838	192.57	7.445	1,122.91	40.08	10640.82
33	Aire/Gas+5 CO2	250.41	70	0.7863	69	7.135	7,278.54	8.92	2234.24
60	CO2	15.23	113.5	1.65	78.56	0.136	1,196.79	37.97	578.43
61	Trabajo						30.27		30.27
62	Calor de reacción	51.04	187	49.72			4,059.63		5497.98
63	MEA-H2O	245.17	113	1.65	329.63	0.969	0,815.69	40.91	10030.54
64	MEA-H2O	245.17	67	1.65	154.40	0.485	7,853.72	9.96	2440.72
65	MEA+ CO2	260.40	100	2.0	266.41	0.797	69,374.72	28.79	7495.70

66	MEA+ CO2	260.40	53.5	2.0	99.88	0.320	26,009.00	4.57	1190.43
67	MEA+CO2	260.40	53.5	1.2	99.78	0.320	25,982.36	4.4873	1168.51
68	MEA-H2O	245.17	40	1.5	54.63	0.179	13,394.08	1.33	326.20
69	Aire/Gas+5 CO2	253.25	70	0.7863	69.00	7.135	17474.12	8.92	2259.53
70	Aire/Gas	268.482	50	1.1	47.00	7.063	12,618.65	8.22	2206.03
71	Qsal						39,029.23		5120.45
72	Calor de reacción						7,443.75		1522.65
73	Qsal						4,459.64		1172.19
74	Trabajo						29.94		29.94
75	Calor de reacción	51.04	187	49.72			23,790.34		5436.45
76	MEA-H2O	242.42	113	1.7	329.63	0.969	9,911.16	40.91	9918.27
77	MEA-H2O	242.42	67	1.65	154.40	0.485	37,430.04	9.96	2413.40
78	MEA+CO2	257.49	100	1.1	266.41	0.797	68,598.24	28.79	7411.80
79	MEA+CO2	257.49	53.5	2.0	99.88	0.320	25,717.89	4.67	1201.18
80	CO2	15.06	113.5	1.65	78.56	0.136	,183.40	37.97	571.96
81	MEA+CO2	257.49	53.5	1.2	99.78	0.319	5,691.55	4.59	1183.14
82	MEA-H2O	242.42	40	1.5	54.63	0.179	13,244.16	1.33	322.55
83	Aire/Gas+5 CO2	250.41	70	0.7863	69.00	7.135	17278.54	8.92	2234.24
84	Aire/Gas	265.477	50	1.1	47.00	7.063	12,477.42	8.22	2181.34
85	Qsal						8,592.39		5063.14
86	Calor de reacción						17,248.51		1505.61
87	Qsal						24,185.88		1159.07
88	Trabajo						9986.00		9986.00
89	Trabajo						9874.22		9874.22
90	Aire/Gas	268.482	51	0.7838	47.20	7.063	2,672.35	8.52	2287.72
91	Aire/Gas	265.477	51	0.7838	47.2	7.063	2,530.51	8.52	2262.12
92	Qsal						29,124.55		6522.69
93	Qsal						8,798.57		6449.68
12"	Aire/Gas	268.482	171	1.1	155.6786	7.363	41,796.90	27.48	7378.27
32"	Aire/Gas	265.477	171	1.1	155.6786	7.363	1,329.09	27.48	7295.68

### Condición operativa

Tabla de estados termodinámicos sistema de captura de CO2

	Fluido	m	T	P	h	s	H	b	B
		kg/s	C	bar	kJ/kg	kJ/kg-K	kW	kJ/kg	kW
12	Aire/Gas	272.51	205.49	0.7838	192.57	7.44	52,477.25	40.08	10922.72
13	Aire/Gas+5 CO2	257.05	70	0.7863	69	7.13	17,736.28	8.92	2293.43
32	Aire/Gas	269.356	205.49	0.7838	192.57	7.44	51,869.88	40.08	10796.30
33	Aire/Gas+5 CO2	254.07	70	0.7863	69	7.13	17,531.01	8.92	2266.89

60	CO2	15.46	113.5	1.65	78.56	0.13621	1,214.75	37.97	587.11
61	Trabajo				0.10		30.73		30.73
62	Calor de reacción	51.04	187	49.72			24,420.59		5,580.47
63	MEA-H2O	248.85	113	1.65	329.63	0.9689	82,028.16	40.91	10,181.03
64	MEA-H2O	248.85	67	1.65	154.40	0.4847	38,421.64	9.96	2,477.34
65	MEA+CO2	264.31	100	2.0	266.41	0.7974	70,415.54	28.79	7,608.15
66	MEA+CO2	264.31	53.5	2.0	99.88	0.3198	26,399.21	4.57	1,208.29
67	MEA+CO2	264.31	53.5	1.2	99.78	0.31977	26,372.17	4.4873	1,186.04
68	MEA-H2O	248.85	40	1.5	54.63	0.1789	13,595.03	1.33	331.09
69	Aire/Gas+5 CO2	257.05	70	0.7863	69.00	7.13	17736.28	8.92	2,293.43
70	Aire/Gas	272.51	50	1.1	47.00	7.06	12,807.97	8.22	2,239.12
71	Qsal						39,614.78		5,197.27
72	Calor de reacción						17,705.45		1,545.50
73	Qsal						24,826.61		1,189.77
74	Trabajo				0.10		30.37		30.37
75	Calor de reacción	51.04	187	49.72			24,137.95		5,515.88
76	MEA-H2O	245.97	113	1.7	329.63	0.9689	81,078.77	40.91	10,063.19
77	MEA-H2O	245.97	67	1.65	154.40	0.4847	37,976.95	9.96	2,448.67
78	MEA+CO2	261.25	100	1.1	266.41	0.7974	69,600.56	28.79	7,520.10
79	MEA+CO2	261.25	53.5	2.0	99.88	0.3195	26,093.66	4.67	1,218.73
80	CO2	15.28	113.5	1.65	78.56	0.13621	1,200.69	37.97	580.31
81	MEA+CO2	261.25	53.5	1.2	99.78	0.3194	26,066.94	4.59	1,200.43
82	MEA-H2O	245.97	40	1.5	54.63	0.1789	13,437.68	1.33	327.26
83	Aire/Gas+5 CO2	254.07	70	0.7863	69.00	7.13	17531.01	8.92	2,266.89
84	Aire/Gas	269.356	50	1.1	47.00	7.06	12,659.73	8.22	2,213.21
85	Qsal						39,156.28		5,137.12
86	Calor de reacción						17,500.53		1,527.61
87	Qsal						24,539.27		1,176.00
88	Trabajo						9986.00		9986
89	Trabajo						9874.22		9874.21642
90	Aire/Gas	272.51	51	0.7838	47.20	7.06	12,862.47	8.52	2322.05
91	Aire/Gas	269.356	51	0.7838	47.2	7.06	12,713.60	8.52	2295.17
92	Qsal						29,561.50		6620.54501
93	Qsal						29,219.36		6543.91957
12"	Aire/Gas	272.51	171	1.1	155.68	7.36	42,423.98	27.48	7488.96
32"	Aire/Gas	269.356	171	1.1	155.68	7.36	41,932.96	27.48	7402.28

Calculo de Capacidad calorífica de Monoetanoamina en función de la temperatura

