ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
CENTRO DE INVESTIGACIÓN CIENTÍFICA Y TECNOLÓGICA

Revista Tecnológica ESPOL, (Diciembre 2009)

Diseño Termo-hidráulico de una Caldera para la recuperación de Energía de los Gases de Escape de una Turbina a Gas

Fabrizzio Mena C.(1) Lucy Silva S.(2) Jorge Duque R.(3)
Escuela Superior Politécnica del Litoral. (1) (2) (3)
(1)Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, **fmena@espol.edu.ec**
(2)Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, **lvsilva@espol.edu.ec**
(3)Ing. Mecánico, Profesor FIMCP-ESPOL, **jduque@espol.edu.ec**
Guayaquil - Ecuador. (1) (2) (3)

Resumen

El objetivo principal de este proyecto de graduación fue determinar la capacidad y viabilidad de la caldera, por medio del diseño de un modelo matemático que pudiera realizar los cálculos necesarios para el análisis de este sistema, así como conocer las características tanto de la fuente de calor como las del proceso que se quiere alimentar en términos de flujos, calores específicos y temperaturas; y por medio de los resultados obtenidos establecer si el diseño de ésta caldera es correcto.

Esta caldera, formada por el evaporador, supercalentador y el economizador, permite la producción de vapor de agua sobrecalentada o de flujo térmico a partir de los gases de combustión proveniente de la turbina de gas.

El diseño se inicia mediante el conocimiento de los rangos de flujo de calor sobre los cuales va a trabajar la turbina de gas; para el proyecto se toma los rangos de una turbina de gas modelo LM 5000; luego se realiza el análisis del intercambiador de calor por medio del uso de la temperatura media logarítmica y flujo cruzado, en el cual se establece cuales fueron los flujos de calor presentes en la caldera. El análisis se lleva a cabo por medio de la ecuación de transferencia de calor y la ecuación del calor transferido para el supercalentador y el economizador, para así obtener la capacidad de transferencia de calor hacia el agua, la cual se encuentra en el interior de los tubos.

Palabras Claves: *Proyecto, caldera, evaporador, supercalentador, economizador.*

Abstract

The main objective of this graduation project was to determine the strength and viability of the boiler, through the design of a mathematical model that could perform the necessary calculations for the analysis of this system and know the characteristics of both the heat source as the process you want to feed in terms of flow, specific heat and temperature, and using the results to determine whether the design of this boiler is correct.

This heat recovery system, formed by an evaporator, superheater and economizer, allows the production of superheated steam or heat flux from the combustion gases from gas turbine.

The design starts by knowing the heat flow rates over which it will work the gas turbine, for the project takes the range of a gas turbine model LM 5000, then performed the analysis of heat exchanger through the use of logarithmic mean temperature and cross flow, which is set flows which were present in the boiler heat. The analysis is carried out through the heat transfer equation and the equation of heat transferred to the superheater and the economizer, to gain the ability to transfer heat to the water, which is within the tubes

1. Introducción

El desarrollo de este proyecto de graduación está enfocado en obtener un modelo matemático muy útil para el análisis, y que permita realizar un diseño termo-hidráulico de una caldera para recuperar la energía de los gases de escape de una turbina de gas.

Las siguientes cualidades son obtenidas durante el diseño:

- Ecuación de transferencia de calor
- Cálculos de los cambios de entalpías del gas tanto a la entrada como a la salida de cada elemento de la caldera.
- Dimensionamiento y cálculo del área de cada elemento de la caldera (economizador y supercalentador)
- Cálculo de la capacidad de la caldera
- Cálculo de la eficiencia de la caldera
- Dimensionamiento de la bomba

Estas cualidades son obtenidas mediante el análisis del intercambiador de calor (caldera) por medio del uso de la temperatura media logarítmica y flujo cruzado, y un análisis de la caldera por medio del método de presión simple.

Al final, habiendo demostrado que la eficiencia de la caldera diseñada está dentro de los rangos de eficiencia sobre los cuales trabaja una caldera en ciclo combinado, el usuario puede utilizar el modelo matemático de una manera confiable para poder analizar y diseñar cualquier tipo de caldera de recuperación de calor.

1.1. Identificación de la necesidad

El aprovechamiento de gases residuales, se ha convertido a través del tiempo una forma efectiva de generación de energía eléctrica. De esta manera la implementación de un sistema (caldera) de recuperación de energía en centrales termoeléctricas, genera e impulsa la energía renovable, como un gran mecanismo de mejoras ambientales y suplemento eléctrico para un país o determinada región, recordando que en Ecuador la mayor generación de electricidad se la hace por medio de centrales hidroeléctricas.

1.2. Comprensión Paradigmática del Proyecto

Lo existente:

- Aprovechamiento de energía eólica, e hídrica y centrales térmicas para generación de energía eléctrica.

Lo deseado:

- Diseñar un modelo para poder dar paso a la construcción del equipo necesario para nuevos métodos de aprovechamiento de energía disponible

Lo factible:

Por medio de cálculos previos, demostrar la factibilidad y viabilidad que se tendría para la construcción de una caldera, partiendo de estudios realizados

2. Generación de vapor y Calderas de Recuperación de calor

2.1. Ciclo Combinado

Se denomina Ciclo Combinado (Figura 2.1.1) a la coexistencia de dos Ciclos Termodinámicos en un mismo sistema, en el que un fluido de trabajo es vapor de agua y el otro fluido de trabajo es un gas producto de una combustión.

El ciclo combinado casi siempre implica la existencia de:

- Una Turbina de gas
- Una caldera de recuperación de calor
- Una turbina de vapor

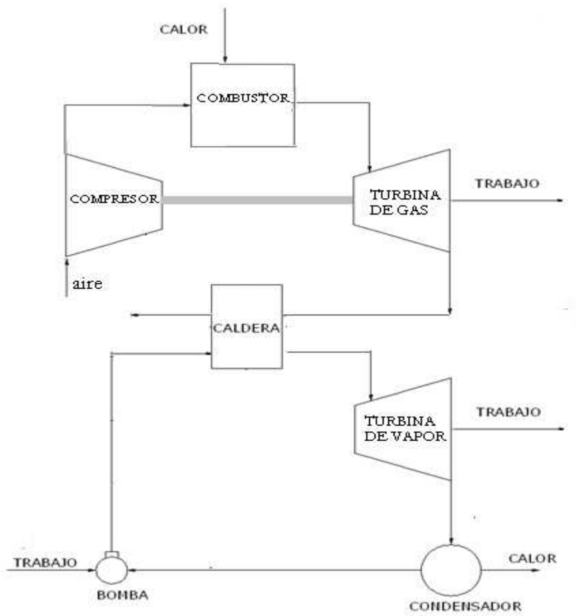

FIGURA 2.1.1- Esquema de una planta de ciclo combinado

2.1.1. Plantas de Ciclo Combinado. La principal ventaja de utilizar el ciclo combinado es su eficiencia, ya que se obtienen un rendimiento aproximadamente del 30% al 50% superior al rendimiento de una central de ciclo simple y mucho mayor que los de una de turbina de vapor. Estás presentan menor costo de capital que las plantas de energía fósil en comparación con el aprovechamiento de energía (entregada como calor) para la generación de vapor.
En una planta de ciclo combinado se absorbe una parte del calor de los gases de descarga, generados en una planta de ciclo simple, y con ello, mejorar la recuperación térmica.
La combinación de dos procesos, representados por medio de los ciclos Brayton y Rankine, da como resultado un ciclo combinado el cual posee una eficiencia del 55 -60%. En los sistemas más grandes, las calderas de recuperación poseen tres niveles de presión y un recalentador, el cual es usado para incrementar la eficiencia de la planta al 55%.

2.1.2. Aplicación. Las plantas de ciclo combinado usan típicamente calderas de recuperación de calor sin quemadores, y generan niveles de vapor a multi - presión con una compleja distribución de la superficie de calor para maximizar la recuperación de energía.

2.2. Turbina de Gas

Una turbina de gas simple está compuesta de tres secciones principales:

- Un compresor,
- Un quemador y
- Una turbina de potencia.

Las turbinas de gas operan en base al principio del ciclo Bryton, en donde aire comprimido es mezclado con combustible bajo condiciones de presión constante.

2.2.1. Ciclo de Bryton. Se denomina ciclo Brayton a un ciclo termodinámico de compresión, calentamiento y expansión de un fluido compresible, generalmente aire, que se emplea para producir trabajo neto por medio de una turbina.

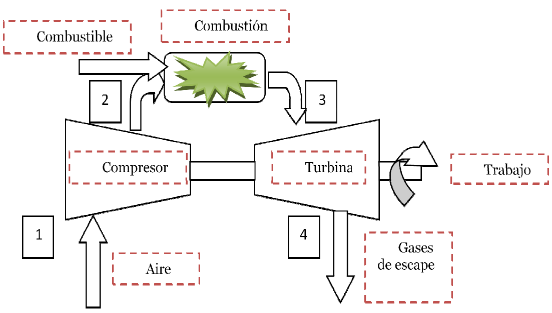

FIGURA 2.2.1.- Ciclo de Brayton

2.2.2. Incremento de la producción en la turbina de gas. Los tres métodos más comunes de incrementar la producción de la turbina a gas son:

- Inyección de vapor
- Pre-enfriamiento del aire de admisión
- Múltiples etapas de compresión y expansión

2.2.3. Efectos de la Temperatura Ambiente en el Rendimiento de la Turbina de Gas. La energía de salida de la turbina de gas sin el enfriamiento de la temperatura del aire de entrada, o las condiciones sufridas en la alta temperatura ambiente debido al efecto de baja densidad de aire provoca la reducción del flujo de masa de aire y a su vez la potencia de salida podría caer de un 15-25% entre las temperaturas más frías y calientes. El flujo de gas de escape, la temperatura y el análisis de gas también varían con la temperatura ambiente, las cuales afectan el rendimiento de la caldera de recuperación de calor.

2.2.4. Efectos de la carga de la turbina de gas. En general si las turbinas de gas trabajaran a bajas cargas, se vería afectado no solo su rendimiento, sino también el de la caldera de recuperación de calor, que se encuentra localizada detrás de ella. Debido a la baja temperatura de los gases de salida, provocada por trabajar a una menor carga, la caldera de recuperación de calor genera menos vapor y también pierde el potencial para producir el vapor en el evaporador

2.3. Turbina de Vapor

Una turbina de vapor es una turbomáquina motora, que transforma la energía de un flujo de vapor en energía mecánica a través de un intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido de trabajo (entiéndase el vapor) y los alabes, órgano principal de la turbina.
En la turbina se transforma la energía interna del vapor en energía mecánica, que típicamente es aprovechada por un generador para producir electricidad.

2.3.1. Ciclo de Rankine. Es un ciclo de planta de potencia que opera con vapor. Este es producido en una caldera a alta presión para luego ser llevado a una turbina donde produce energía cinética y donde perderá presión. Su camino continúa al seguir hacia un condensador donde lo que queda de vapor pasa a estado líquido para poder entrar a una bomba que le subirá la presión para nuevamente poderlo ingresar a la caldera.

2.4. Calderas de Recuperación de calor

Tal como fue descrito con anterioridad, podemos darnos cuenta de la existencia de una gran cantidad de calderas, pero para el desarrollo de este proyecto nos vamos a centrar en calderas de recuperación de calor, de las cuales existen dos formas de aprovechamiento del nivel térmico de los gases de escape, en nuestro caso de una turbina a gas:

- El uso de los gases de escape para proceso de secado
- La otra consiste en la generación de vapor para transportar y distribuir energía térmica, a este método de aprovechamiento de gases las calderas toman el nombre de "Calderas de Recuperación de Calor" (Heat Recovery Steam Generator, HRSG).

2.4.1. Elementos de las calderas de recuperación. Como todo sistema, las calderas de recuperación de calor constan de una gran variedad de elementos para su buen funcionamiento, pero en este diseño se estudiaran los más relevantes para la transferencia de calor del mismo, los demás que no influyan directamente en el análisis térmico de nuestro sistema serán nombrados y de los cuales se dará una pequeña reseña de los mismos**.**
Como antes se mencionó, en el desarrollo de este proyecto nos enfocaremos en la explicación y cálculo de transferencia de los tres componentes más importantes como son: economizador, evaporador y supercalentador.

3. Diseño de la caldera de recuperación de calor.

El diseño empezará analizando un esquema simple de la caldera de recuperación de calor (HRSG) la cual consta de un supercalentador, evaporador y economizador.

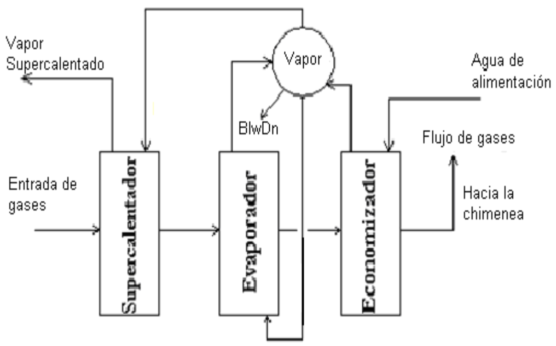

FIGURA 3.- Diseño simple de la caldera de recuperación de calor

3.1. Metodología de diseño

Estableceremos las condiciones de trabajo:

En la turbina de gas:
- Turbina seleccionada
- Temperatura de escape
- Flujo de escape

En el supercalentador
- Temperatura de entrada del vapor
- Temperatura de salida del vapor

En el Evaporador
- Rango del Pinch Point
- Temperatura del gas a la salida del Evaporador

En el Economizador
- Temperatura del agua de alimentación.
- Presión de trabajo del Economizador
- Porcentaje del Blown down
- Rango del Approach Point

Con las condiciones de presión y de temperatura se procede a calcular las propiedades de los gases, del agua y del vapor.
Ahora se realiza un balance de energía para encontrar los flujos de calor y flujos másicos en el supercalentador, evaporador y economizador, así como la temperatura del gas a la salida del supercalentador y economizador.
Analizamos el flujo de calor disponible en el supercalentador y en el evaporador:

Se calcula el flujo de calor que se requiere para que el agua se vuelva vapor y así hallamos el flujo másico de vapor en el supercalentador:

Con este dato procedemos hallar el calor requerido en el supercalentador, así como la entalpía del gas a la salida del supercalentador.

Se procede de la misma manera con el evaporador y con el economizador.
Con el valor de la entalpía a la salida del economizador se va a la tabla de gas y se encuentra la temperatura del gas a la salida del economizador.

Con estos datos procedemos aplicar la ley de transferencia de calor y así realizamos el diseño del evaporador y supercalentador.

- Ecuación de transferencia de calor

- Área total de transferencia

3.2. Condiciones de trabajo

Turbina LM 5000 @ 780°F

En la turbina de gas:

- Tg : 780°F
- Vol CO_2 2.9%
- Vol H_2O 8.2%
- Vol N_2 74.7%
- Vol O_2 14.3%
- mg: 1094400 lb/h

En el supercalentador

- Te2:486 °F
- Ts: 761 °F

En el Evaporador

- Pinch Point: 15 °F
- Tg4: 506°F

En el Economizador

- Tw1: 230 °F
- Approach Point: 20 °F

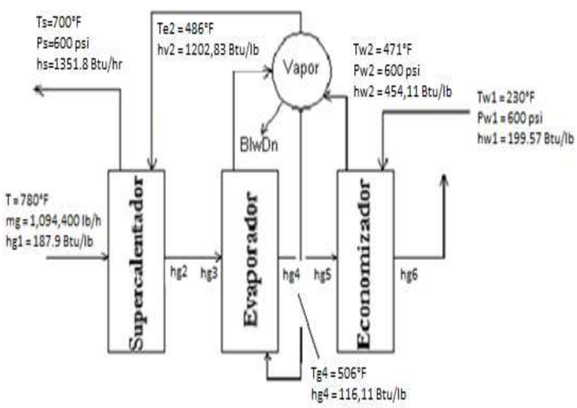

FIGURA 3.2.1- Diseño simple de la caldera de recuperación de calor a 780°F

Turbina LM 5000 @ 843°F

En la turbina de gas:

- Tg : 843°F
- Vol CO_2 2.7%
- Vol H_2O 10.5%
- Vol N_2 72.8%
- Vol O_2 14%
- mg: 878400 lb/h

En el supercalentador

- Te2:486 °F
- Ts: 761 °F

En el Evaporador

- Pinch Point: 15 °F
- Tg4: 506°F

En el Economizador

- Tw1: 230 °F
- Approach Point: 20 °F

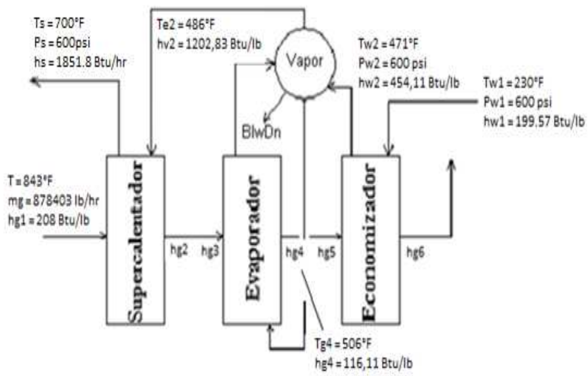

FIGURA 3.2.2- Diseño simple de la caldera de recuperación de calor a 843°F

3.3. Cálculos

Se realizaron los cálculos del flujo másico tanto el evaporador y el supercalentador y se obtuvieron los siguientes datos.

Tabla 3.3.1- LM 5000 @ 780 °F

Iteración		1	2	3
Tg1 (°F)	780	780	780	780
hg1 (Btu/lb)	188	188	188	188
mg (lb/hr)	1094400	1094400	1094400	1094400
Tw1 (°F)	230	230	230	230
hw1(Btu/lb)	199.57	199.57	199.57	199.57
Ts (°F)	700	707	761	761
hs (Btu/hr)	1351.8	1357	1386	1391
ms (lb/hr)	87551	85378	84395	84395
Tg6 (°F)	423.43	431.09	434.93	434.93
hg6 (Btu/lb)	93	95	96	96
Qperdido=mg*(hg6-hg1)	101352583	101286307	100587814	100587814
Q=ms*(hs-hw1)	101352583	101286307	100587814	100587814
hs (Btu/hr)	1357	1386	1391	1391

Tabla 3.3.2- LM 5000 @ 843 °F

Iteración		1	2	3	4	5
Tg1 (°F)	843	843	843	843	843	843
hg1 (Btu/lb)	208	208	208	208	208	208
mg (lb/hr)	878400	878400	878400	878400	878400	878400
Tw1 (°F)	230	230	230	230	230	230
hw1(Btu/lb)	199.57	199.57	199.57	199.57	199.57	199.57
Ts (°F)	700	707	716	761	770	770
hs (Btu/hr)	1351.8	1357	1361	1389	1391	1397
ms (lb/hr)	89678	89275	87023	86334	85870	85870
Tg6 (°F)	407.55	407.55	407.55	411.34	411.34	411.34
hg6 (Btu/lb)	90	90	90	91	91	91
Qperdido=mg*(hg6-hg1)	103815113	103710270	103577627	102946880	102826420	102826420
Q=ms*(hs-hw1)	103815113	103710270	103577627	102946880	102826420	102826420
hs (Btu/hr)	1357	1361	1389	1391	1397	1397

Con estos datos procedemos hacer el diseño del evaporador y de supercalentador.

Tabla 3.3.3- Diseño del evaporador y supercalentador

		Economizador	Supercalentador	Economizador	Supercalentador
LM - 5000	T (°F)	780		843	
	hi	5324	5673.2	5398.4	5752.4
	ho	1072.3	1145	1087.3	1161
	U	892.5	952.73	905	966
	F	0.85	0.85	0.8	0.8
	Atmcl	96.15	87.76	88.95	156.9
	Atm	81.73	74.6	75.62	133.42
	A (Ft2)	300	217.5	325.8	125.8

4. Selección de la Caldera de recuperación de Calor

La selección de los elementos de la caldera se realiza de acuerdo al tipo de fluido así como de su dirección, quedando configurados de la siguiente manera:

4.1. Economizador

De acuerdo a los tipos de economizadores existentes, se selecciona el economizador tipo I ya que este puede ser acoplado a cualquier tipo de evaporador, y un área de transferencia de calor de 909.35 ft2.

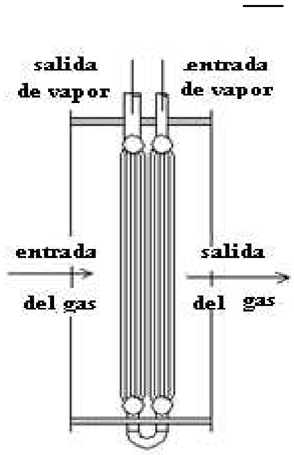

FIGURA 4.1- Economizador tipo I

4.2. Evaporador

En la selección del evaporador se toma en cuenta la dirección con la que fluye el gas y con la que fluye el vapor por ello se seleccionó el evaporador de tipo O, ya que esta puede transferir grandes cantidades de flujo de gas y tiene que cumplir con:

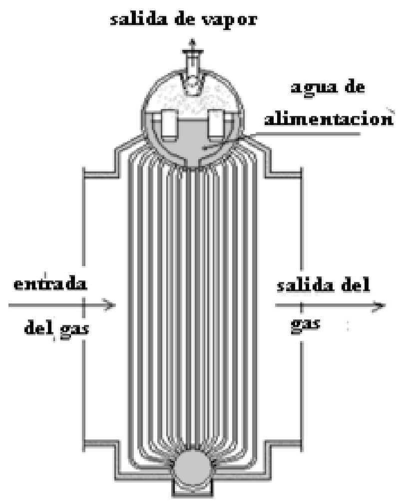

FIGURA 4.1- Evaporador tipo O

4.2. Supercalentador

La selección del supercalentador parte de la premisa, que éste puede ser de la misma configuración del economizador por ello se toma el de tipo I, el cual tiene y un área de transferencia de calor de .

5. Conclusiones y Recomendaciones

1. El diseño de la caldera es aceptable, tomando en cuenta que no ha sido analizado el sistema completo, turbina de gas – caldera - turbina de vapor.
2. Se aprovecha en gran medida los gases calientes provenientes y aún disponibles de una turbina a gas.
3. En base a los resultados obtenidos se concluye que, se puede generar vapor de agua sobrecalentada
4. Estableciendo una comparación de los cálculos realizados de funcionamientos de calderas según la temperatura ambiente que la rodea, se puede decir que, la eficiencia es mayor a menor temperatura ambiente
5. La metodología utilizada para el desarrollo de este proyecto fue la de “presiones simples”, ya que éste es el método de análisis básico para el diseño planteado, así también fue tomado como pauta los gradientes de temperaturas máximos permitidos en cada proceso (approach-point, pinch-point) durante el estudio de cada elemento de la caldera como son economizador, evaporador, supercalentador; pudiendo mejorar el diseño haciendo uso del método de “presiones múltiples” para obtener una mayor precisión del proceso.

6. Bibliografía

- Babcock & Wilcox. Steam, Its Generation and Use, 40th ed. New York, 1992.
- Ganapathy V. Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators, Marcel Dekker, Inc., 2003.
- Incropera F, De Witt D. Fundamentos de Transferencia de Calor, 4ta ed. Pearson Prentice Hall, 1999.
- Shields CD. Boilers Types, characteristics and functions, McGraw-Hill, New York, 1961.
- Vanek F., Albright L., Energy Systems Engineering, McGraw-Hill, 2008.
- Crane. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. McGraw-Hill. Mexico, 1995.
- Marks, Standard Handbook for Mechanic Engineers, Capítulo 4, 9 y 14, McGraw-Hill, 1996-1997.
- www.hrsgdesign.com, guía de diseño de caldera de recuperación de calor.
- Carlos Alberto Barrera Arroyo, Diseño de calentadores de agua tipo industrial y comercial.- ESPOL: Guayaquil, 1991, 110 pag. (Tesis de grado previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico).
- Nick Lee Quiñonez Cercado, Desarrollo de Software para el Análisis y Diseño Térmico de Calderas Pirotubulares Horizontales con Quemadores a Diesel y Búnker.- ESPOL: Guayaquil, 2008, 146 pag. (Tesis de grado previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico).