

57
2el.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUÍMICA

*EVALUACION DE LA FACTIBILIDAD
TECNICA-ECONOMICA PARA EL DISEÑO
DE UN SISTEMA DE RECUPERACION DE
ENERGIA RESIDUAL CONDENSANTE*

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERA QUÍMICA

PRESENTA:

CLAUDIA GARCIA ARANDA



FACULTAD DE
QUÍMICA

MEXICO, D.F.

1997

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



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.

JURADO ASIGNADO

PRESIDENTE : Prof. Alejandro Anaya Durand
VOCAL : Prof. Humberto Rangel Dávalos
SECRETARIO : Prof. Agustín Texta Mena
1er. SUPLENTE : Prof. Mariano Pérez Camacho
2do. SUPLENTE : Prof. Gerardo Reyes Aldasoro

Sitio donde se desarrolló el tema :

Departamento de Diseño Técnico
de Equipo de Combustión
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

Asesor del tema : M.I. Alejandro Anaya Durand



Supervisor técnico : Ing. Juan Luis Caltenco Estévez



Sustentante : Claudia García Aranda



*Radiante y perenne es la Sabiduría.
Fácilmente la contemplan los que la aman
y la encuentran los que la buscan.
Quien madrugue para buscarla, no se fatigará,
que a su puerta la encontrará sentada.
Pensar en ella es la perfección de la prudencia,
y quien por ella se desvele, pronto se verá sin cuidados.*

SB 12, 14-15

A mi madre:

CIRENIA

Porque el amor que nos une
es más fuerte que cualquier adversidad,
y porque la firmeza con que trazas el camino,
me ha impulsado a concluir mis metas...
TE QUIERO MUCHO.

A mi tío:

CAYETANO

Porque la luz de su enseñanza
no se apagará a lo largo de mi camino.

A mi hermano:

OMAR

Porque a pesar de las diferencias de nuestra ideología
siempre seguiremos juntos.

A mi Facultad :
Por cimentar los conocimientos
de mi formación profesional.

**Al INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
y PETROLEOS MEXICANOS**

Por el apoyo y facilidades prestadas para realizar este proyecto.

Al M.I. Alejandro Anaya Durand

Porque sus consejos son elocuentes y
grande su confianza en mí... Gracias Maestro

Al Ing. Juan Luis Caltenco Estevez

Por la concepción del proyecto,
por la paciencia, el apoyo y el tiempo dedicado
para realizar este trabajo... Gracias.

**Al Ing. Agustín Texta Mena
y al Ing. Humberto Rangel Dávalos**

Por sus oportunos comentarios a este trabajo.

Al Ing. Ricardo Pulido Pérez

Por la ayuda que me ha brindado
de manera desinteresada.

**A mis compañeros y amigos,
por su ayuda y amistad.**

Andrés A. Coballos S.
Carlos A. Escarcega P.
Carlos J. Pineda C.
Claudia Rivera V.
Francisco Robles L.

I N D I C E

RESUMEN	i
OBJETIVO	ii
1. INTRODUCCION	1
1.1 Energía	1
1.2 Conceptos de combustión	2
1.2.1 Combustión	3
1.2.2 Estequiometría de la combustión	3
1.2.3 Combustión completa	3
1.2.4 Combustión incompleta	4
1.2.5 Aire de combustión	4
1.2.6 Aire teórico	4
1.2.7 Aire práctico	4
1.2.8 Exceso de aire	4
1.2.9 Temperatura de flama	5
1.2.10 Combustible	6
1.2.11 Poder calorífico de los combustibles	6
1.2.12 Poder calorífico superior (PCS) y Poder calorífico inferior (PCI)	6
1.2.13 Gases de combustión	6
1.2.14 Calor absorbido (Q_a)	6
1.2.15 Calor liberado (Q_l)	7
1.2.16 Calor perdido	7
1.2.17 Calor suministrado	7
1.2.18 Eficiencia térmica (η)	7
1.3 Recuperación de energía en equipos de combustión	8
1.3.1 Destino final de la energía suministrada a un equipo de combustión	8
1.3.2 Energía residual	9
1.3.3 Recuperadores de energía	12
1.4 Economizadores	14
1.4.1 Economizadores condensantes	16

1.5 Emisiones contaminantes	19
1.5.1 Dióxido de Carbono (CO ₂)	19
1.5.2 Monóxido de Carbono (CO)	19
1.5.3 Óxidos de azufre (SO _x)	20
1.5.4 Óxidos de nitrógeno (NO _x)	20
1.5.5 Partículas	22
1.6 Reducción de emisiones mediante el uso de recuperadores de energía	24

2. DISEÑO DE UN ECONOMIZADOR CONDENSANTE	25
---	-----------

2.1 Evaluación de combustibles utilizados a nivel industrial	26
2.2 Componentes corrosivos e incrustantes del gas de combustión	28
2.2.1 Agua	28
2.2.2 Dióxido de azufre (SO ₂)	29
2.2.3 Trióxido de azufre (SO ₃)	30
2.2.4 Acido Sulfúrico (H ₂ SO ₄)	31
2.2.5 Partículas	32
2.3 Materiales resistentes a la corrosión	32
2.3.1 Aluminio y sus aleaciones	32
2.3.2 Aceros inoxidables	33
2.3.3 Vidrio	34
2.4 Criterios de diseño	35
2.4.1 Arreglo geométrico	35
2.4.2 Masa veloz (velocidad y caída de presión)	38
2.4.3 Pérdidas de energía	38

3. ALGORITMO DE CALCULO	40
--------------------------------	-----------

3.1 Balance de Materia	40
3.2 Balance de Energía	44
3.3 Sección de recuperación de calor sensible	47
3.4 Sección de recuperación de calor latente	50
3.5 Caída de presión	55
3.6 Programa de computadora	56

4. ANALISIS ECONOMICO

58

<i>4.1 Inversión de capital</i>	<i>59</i>
<i>4.2 Estimación de la inversión de capital</i>	<i>59</i>
<i>4.3 Amortización y Depreciación</i>	<i>60</i>
<i>4.4 Estimación de ingresos y egresos</i>	<i>60</i>
<i>4.5 Tipos de Interés</i>	<i>61</i>
4.5.1 Interés simple	61
4.5.2 Interés compuesto	62
<i>4.6 Tasa de rendimiento mínima esperada (TREMA)</i>	<i>62</i>
<i>4.7 Valor Presente</i>	<i>62</i>
<i>4.8 Series uniformes</i>	<i>63</i>
<i>4.9 Métodos matemáticos para el análisis de factibilidad económica</i>	<i>63</i>
4.9.1 Tasa interna de retorno (TIR)	64
4.9.2 Valor Presente Neto (VPN)	64
4.9.3 Relación Beneficio Costo (RBC)	65
4.9.4 Período de Recuperación (PIR)	65

5. CASO DE ESTUDIO

66

<i>5.1 Bases de Diseño</i>	<i>66</i>
<i>5.2 Diseño térmico del economizador condensante</i>	<i>68</i>
5.2.1 Balance de materia y energía	68
5.2.2 Evaluación térmica del economizador condensante	69
5.2.3 Caída de presión	70
5.2.4 Esquema del economizador condensante	71
5.2.5 Evaluación de la energía recuperada	72
5.2.6 Estudio económico	73

6. CONCLUSIONES

77

SIMBOLOGIA

79

ANEXO I. CODIFICACION DEL PROGRAMA FUENTE EC-1

82

REFERENCIAS

95

I. RESUMEN

El plan general del presente trabajo de tesis consiste fundamentalmente en desarrollar y evaluar una metodología del diseño conceptual de un economizador condensante como una opción para el mejor aprovechamiento de los recursos energéticos no renovables.

Este desarrollo es precedido por un análisis de los equipos de combustión y sistemas de recuperación de energía térmica residual usados con mayor éxito en nuestros días.

Para iniciar una tarea de esta naturaleza, es necesario primeramente establecer los fundamentos técnicos que rigen el desarrollo de los fenómenos naturales involucrados y su aplicación al diseño de equipo.

Así en el capítulo primero denominado "INTRODUCCION" se resumen conceptos como energía, combustión, eficiencia térmica y otros más que constituyen el sustento técnico requerido para comprender la evaluación térmica del recuperador de energía residual.

En el capítulo dos "DISEÑO DE UN ECONOMIZADOR CONDENSANTE" se evalúa la composición de los combustibles típicos utilizados en los equipos de combustión, ya que de ésta dependen las características corrosivas e incrustantes del gas de combustión que se acentúan a temperaturas interiores al punto de rocío, condiciones bajo las cuales el economizador condensante debe operar. Esto obliga a analizar un conjunto de materiales de construcción, resistentes al medio agresivo causado por el gas de desecho, para seleccionar y recomendar el más adecuado en la fabricación de un economizador condensante.

Por otra parte, se establecen los criterios de diseño a seguir para el dimensionamiento y la evaluación térmica e hidráulica del equipo, definiendo dos secciones de recuperación de energía residual (sensible e latente).

En el capítulo tres "ALGORITMO DE CALCULO" se establecen los fundamentos técnicos utilizados para realizar el balance de materia y energía y se propone la metodología a seguir

i. RESUMEN

El plan general del presente trabajo de tesis consiste fundamentalmente en desarrollar y evaluar una metodología del diseño conceptual de un economizador condensante como una opción para el mejor aprovechamiento de los recursos energéticos no renovables.

Este desarrollo es precedido por un análisis de los equipos de combustión y sistemas de recuperación de energía térmica residual usados con mayor éxito en nuestros días.

Para iniciar una tarea de esta naturaleza, es necesario primeramente establecer los fundamentos técnicos que rigen el desarrollo de los fenómenos naturales involucrados y su aplicación al diseño de equipo.

Así en el capítulo primero denominado "INTRODUCCION" se resumen conceptos como energía, combustión, eficiencia térmica y otros más que constituyen el sustento técnico requerido para comprender la evaluación térmica del recuperador de energía residual.

En el capítulo dos "DISEÑO DE UN ECONOMIZADOR CONDENSANTE" se evalúa la composición de los combustibles típicos utilizados en los equipos de combustión, ya que de ésta dependen las características corrosivas e incrustantes del gas de combustión que se acentúan a temperaturas inferiores su punto de rocío; condiciones bajo las cuales el economizador condensante debe operar. Esto obliga a analizar un conjunto de materiales de construcción, resistentes al medio agresivo causado por el gas de desecho, para seleccionar y recomendar el más adecuado en la fabricación de un economizador condensante.

Por otra parte, se establecen los criterios de diseño a seguir para el dimensionamiento y la evaluación térmica e hidráulica del equipo; definiendo dos secciones de recuperación de energía residual (sensible y latente).

En el capítulo tres "ALGORITMO DE CALCULO" se establecen los fundamentos teóricos utilizados para realizar el balance de materia y energía y se propone la metodología a seguir

ii. OBJETIVOS

En la industria moderna la energía térmica es la forma de energía más utilizada, y su impacto en los costos de producción son cada vez más significativos, lo cual implica que en los procesos y equipos que operan en base a ésta, residen las mayores oportunidades de ahorro.

Lo anterior ha motivado a los administradores de energía y diseñadores de proceso y equipo, a dirigir sus esfuerzos hacia el desarrollo de opciones tecnológicas para el mejor aprovechamiento de la energía.

La energía térmica que se requiere en los procesos productivos, es generada en los equipos de combustión, principalmente calderas y hornos de proceso, y para éstos se han creado sistemas de recuperación de energía (precalentadores de aire y economizadores) que elevan la eficiencia térmica de 5 a 10 puntos porcentuales. No obstante el bajo nivel térmico de los gases residuales de estos últimos equipos, existe un gradiente energético cuya recuperación termodinámicamente es factible, pero hasta ahora no se tiene una aplicación industrial económicamente viable.

Así, este trabajo tiene como finalidad lo siguiente:

- ❖ Analizar la factibilidad técnica de aprovechar al máximo económico la energía contenida en el gas de combustión residual que normalmente es emitido a la atmósfera.
- ❖ Desarrollar una metodología para el diseño térmico de economizadores condensantes, como una nueva alternativa para el uso eficiente de la energía en equipos de combustión.
- ❖ Análisis de los beneficios generados por la reducción del consumo de combustible, así como el abatimiento de los costos de operación.
- ❖ Promover la implementación de recuperadores de energía condensantes, ya que su uso favorece la preservación de los recursos energéticos y del medio ambiente.

1. INTRODUCCION

1.1 Energía

En el universo los fenómenos naturales son percibidos por el hombre como un cambio simultáneo de estado de la materia y una transformación de la energía, degradándose de un nivel mayor a uno más bajo.

Esta ley natural ha sido aprovechada por el hombre en la obtención de satisfactores que le permitan una forma de vida más saludable y confortable.

De esta manera, en un proceso de transformación industrial para la obtención de un bien, no sólo es necesario disponer de la materia prima que resultará transformada, sino también se requiere de energía para impulsar esta transformación. Como resultado de este proceso, además del bien se generan materia residual y energía degradada que son desechadas a la atmósfera.

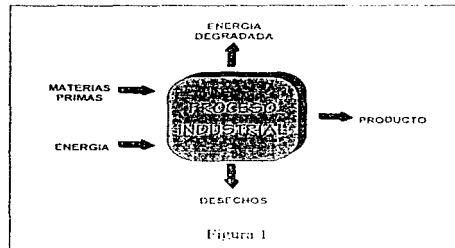


Figura 1

La energía es una materia prima como cualquier otra, por tanto se puede vender, transportar, almacenar y transformar; y su precio puede ser periódicamente revaluado.

Además es un importante recurso económico para los países que la poseen en gran cantidad y un obstáculo al desarrollo para los que carecen de ella.

Actualmente los hidrocarburos, aunque son recursos no renovables, representan la principal fuente de energía en el mundo, caracterizado esto por su consumo, demanda y políticas internacionales con un constante incremento en su precio y aunque existen otras fuentes de energía (solar, geotérmica, nuclear, etc.) aún no son rentables para llegar a satisfacer las necesidades energéticas de cada país; por lo que se han creado organismos nacionales e internacionales para conservar y usar eficientemente la energía generada a partir de los recursos no renovables.

La restricción en el aumento del consumo de la energía, no solamente preserva estos recursos sino que lleva a un equilibrio entre la oferta y la demanda manteniendo el precio del petróleo y de otros energéticos en un nivel estable

México al ir tomando conciencia de cuán importante es este recurso, unido a la necesidad de ser competitivo en el comercio internacional, creó la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE), que forma parte de la Secretaría de Energía. Adicionalmente se ha creado el Fideicomiso de Apoyo al Programa de Ahorro de Energía en el sector eléctrico (FIDIE) y el Fondo Nacional para el Ahorro de Energía (FONAE), organismos con recursos propios para el fomento del uso racional de energía.

Según el Balance Nacional de Energía ^[1] editado por la Secretaría de Energía, en México alrededor del 99% de la energía consumida proviene de la combustión de hidrocarburos, lo que implica que es en los equipos de combustión donde residen las mayores oportunidades de ahorro de energía y de mejoramiento de la calidad del aire ambiente.

1.2 Conceptos de combustión

Como el objetivo de este trabajo consiste fundamentalmente en proponer una metodología para el diseño técnico de un recuperador de energía residual contenida en gases de combustión antes de ser desechados a la atmósfera, es necesario mencionar y describir

brevemente los conceptos de combustión que serán utilizados frecuentemente durante el desarrollo de la tesis. [8, 18, 22, 25]

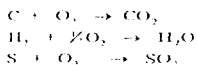
1.2.1 Combustión

Reacción de oxidación rápida de un combustible durante la cual se producen calor y luz como productos principales.

1.2.2 Estequiometría de la combustión

Es la representación de la (s) reacción (es) de combustión mediante una (o varias) ecuación (es) química (s) balanceada (s).

Dado que los principales componentes de los combustibles que participan en la combustión son el carbón (C), el hidrógeno (H) y en algunos casos el azufre (S), en forma simplificada las principales reacciones de combustión pueden representarse mediante las siguientes expresiones:



Algunos otros componentes que contienen los combustibles son el nitrógeno (N) y el oxígeno (O), los cuales se encuentran presentes en pequeñas cantidades. En los combustibles líquidos pesados existen sales de algunos metales como sodio (Na), níquel (Ni), vanadio (V), etc.

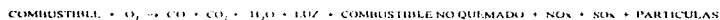
1.2.3 Combustión completa

Una combustión completa es cuando el combustible es totalmente oxidado (la concentración de hidrocarburos es cero en el producto) al reaccionar con el oxígeno y libera toda su energía.



1.2.4 Combustión incompleta

Una combustión es incompleta cuando el combustible es oxidado sólo parcialmente y no se libera el total de su energía.



La combustión incompleta puede deberse a:

- * Que exista una insuficiencia de oxígeno
- * Que haya un mezclado imperfecto entre el combustible y el oxígeno en el quemador
- * Que existan temperaturas demasiado bajas para mantener una combustión completa.

1.2.5 Aire de combustión

Es el aire que se introduce a la cámara de combustión del equipo para la oxidación del combustible.

1.2.6 Aire teórico

Es el aire estequiométricamente necesario para realizar una combustión completa.

1.2.7 Aire práctico

En la práctica se requiere una cantidad de aire superior al aire teórico para asegurar una combustión completa y esto se debe a que los procesos de mezclado en los quemadores no son completamente eficientes.

1.2.8 Exceso de aire

Es la diferencia entre el aire práctico para la combustión y el aire teórico expresado como porcentaje del aire teórico, esto es:

$$\text{EXCESO DE AIRE} = \frac{\text{AIRE PRACTICO} - \text{AIRE TEORICO}}{\text{AIRE TEORICO}} \cdot 100 \quad (1)$$

Dependiendo del combustible y del quemador, será necesario un cierto exceso de aire para asegurar una combustión completa.

Típicamente, los excesos de aire requeridos son:

Combustible	% exceso
Gaseoso	10 - 20
Líquido	20 - 30

1.2.9 Temperatura de flama

En un proceso de combustión, la energía liberada por el combustible es absorbida inicialmente por los productos de la combustión y es en la zona de reacción donde se alcanza la temperatura más alta en los gases. A esta temperatura se le conoce como temperatura de flama.

En la zona de combustión los productos intermedios y finales emiten radiación en forma visible debido a la alta temperatura en que se encuentran. A esta percepción se le conoce como flama.

La temperatura de flama teórica se calcula igualando la entalpía final de los productos de combustión al valor resultante de sumar el calor de combustión que libera el combustible mas el calor sensible de éste y del aire de combustión que entran al equipo (de acuerdo con el balance de energía del proceso). [17] Lo anterior se expresa mediante la expresión:

$$\Delta H_{\text{comb}} + H_r = \sum_{i=1}^n H_i \quad (2)$$

donde: ΔH_{comb} Calor de combustión [kJ]
 H_r Calor sensible del aire mas el calor sensible del combustible [kJ]
 n Número de componentes producidos en la combustión

1.2.10 Combustible

Sustancia capaz de reaccionar con el oxígeno en presencia de una fuente de ignición dando como resultado liberación de calor, luz y gases.

Existen varios tipos de combustibles, pero para los propósitos de esta tesis se consideran únicamente los combustibles asociados al petróleo (gas natural) u obtenidos de su refinación (diesel, gasóleo, gas L.P., etc.).

1.2.11 Poder calorífico de los combustibles

Es la energía que libera el combustible durante su combustión por unidad de masa o volumen.

1.2.12 Poder calorífico superior (PCS) y Poder calorífico inferior (PCI)¹⁸¹

Termodinámicamente el calor de combustión de una sustancia se obtiene considerando en fase líquida el agua producida en la combustión. A este calor se le conoce como poder calorífico superior (PCS).

En equipos industriales, el agua producida en la combustión es emitida a la atmósfera en fase vapor junto con los demás componentes del gas residual.

Parte de la energía liberada durante la combustión es absorbida por el agua para cambiar de fase líquida a vapor. Si al calor de combustión (poder calorífico superior) de una sustancia le restamos la energía utilizada por el agua para evaporarse, obtendremos lo que se conoce como poder calorífico inferior de los combustibles (PCI).

1.2.13 Gases de combustión

Son los gases producto de la reacción del combustible con el aire de combustión.

1.2.14 Calor absorbido (Q_a)

Es la cantidad de calor que absorbe un fluido de trabajo para calentarse y/o evaporarse ó utilizarse como calor de reacción.

1.2.15 Calor liberado (Q_l)

Calor producido por la combustión de un combustible.

1.2.16 Calor perdido

Calor liberado por el combustible que no es aprovechado por el fluido de trabajo.

Las pérdidas de energía en un equipo de combustión son principalmente dos:

- ✱ Calor perdido a través de las paredes del equipo, que puede ser expresado como una fracción del calor suministrado por el combustible
- ✱ Calor que se pierde con los gases de combustión exhaustos que son enviados a la atmósfera, es común encontrarlo referido como unidad de energía suministrada por el combustible.

1.2.17 Calor suministrado

Es el calor total que entra al equipo. Comprende al calor liberado por el combustible más el calor sensible del aire, del combustible y del vapor de agua utilizado como medio de atomización, que se introducen en la cámara de combustión.

1.2.18 Eficiencia térmica (η)

La eficiencia térmica de un equipo con combustión es la proporción de la energía aprovechada entre la energía total suministrada, siendo ésta la suma del calor liberado por el combustible más el calor sensible del aire más el del combustible.

Sin embargo, el calor sensible del aire y del combustible son menores al 1% del calor liberado por la combustión, por lo que la eficiencia (η) se puede definir como la relación que existe entre la energía absorbida por el fluido de trabajo (Q_a) y la energía suministrada por el combustible (Q_l), considerando insignificantes las aportaciones energéticas del calor sensible del combustible y del aire, en relación al calor liberado en la cámara de combustión de estos equipos. A esta expresión de eficiencia térmica, se le llama método directo de evaluación de eficiencia térmica:

$$\eta = \frac{Q_a}{Q_l} \quad (3)$$

Otra forma de obtener la eficiencia es evaluando las pérdidas de energía (Q_p) y aplicando la

$$\text{expresión: } \eta = \frac{Q_l - Q_p}{Q_l} \quad (4)$$

que se obtiene a partir de un balance de energía en el equipo. A esta forma de obtener la eficiencia térmica se le llama método indirecto.

Dado que la expresión de eficiencia térmica de ambos métodos están relacionados entre sí por un balance de energía, teóricamente no debe existir diferencia del valor numérico de la eficiencia térmica evaluado por ambos métodos; sin embargo, las desviaciones intrínsecas de los instrumentos de medición nos llevarán a pequeñas diferencias entre los valores de eficiencia obtenidos al comparar ambos métodos, pero esta diferencia no debe ser mayor al 2%.

1.3 Recuperación de energía en equipos de combustión

1.3.1 Destino final de la energía suministrada a un equipo de combustión

La energía liberada por el combustible que se suministra a un equipo de combustión se distribuye de la siguiente forma:

- ✧ Energía demandada por la carga
- ✧ Energía perdida
- ✧ Energía recuperada

La energía demandada por la carga se puede clasificar como: a) calor sensible, cuando sólo se lleva a cabo un cambio de temperatura, b) calor latente, cuando se efectúa un cambio de fase, ya sea fusión, evaporación, cristalización y c) calor de reacción, cuando se llevan a cabo reacciones endotérmicas dentro del equipo.

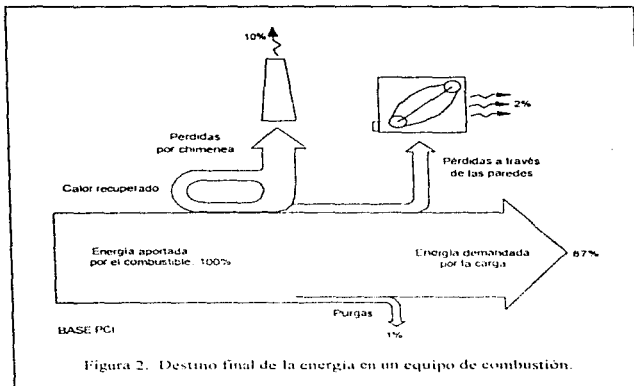


Figura 2. Destino final de la energía en un equipo de combustión.

La energía perdida se considera como pérdidas de calor a través de la estructura del equipo (paredes y puertas) y como pérdidas de calor por chimenea que incluyen combustible no quemado, calor sensible en los gases de combustión y calor latente en el vapor de agua producido durante la combustión.

La energía recuperada es aquella que puede ser reciclada para aumentar la eficiencia de su utilización.

1.3.2 Energía residual

La energía residual es el calor generado en un proceso, el cual es desechado al ambiente aún cuando todavía podría ser utilizado para algún objetivo útil. Este calor está normalmente disponible en forma de calor sensible.

En un equipo de combustión, la energía térmica residual es la energía contenida en el gas de combustión emitido a la atmósfera y su magnitud está definida por la entalpía del gas a la temperatura en que es desechado con respecto a la temperatura de referencia. ^[25, 30]

$$h = \int_{T_{ref}}^{T} \sum y_i \cdot C_{p,i} \cdot dT \quad (5)$$

donde :	h	Entalpía del gas de combustión	[=]	kJ/kgmol
	y_i	Fración molar de cada componente	[=]	adimensional
	C_p	Capacidad calorífica de cada componente	[=]	kJ/kgmol K
	dT	Diferencial de temperatura	[=]	K

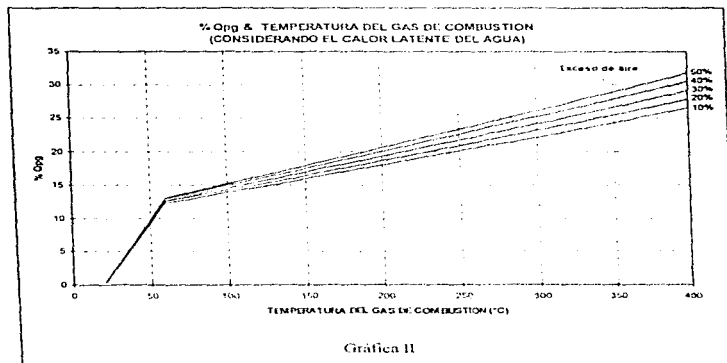
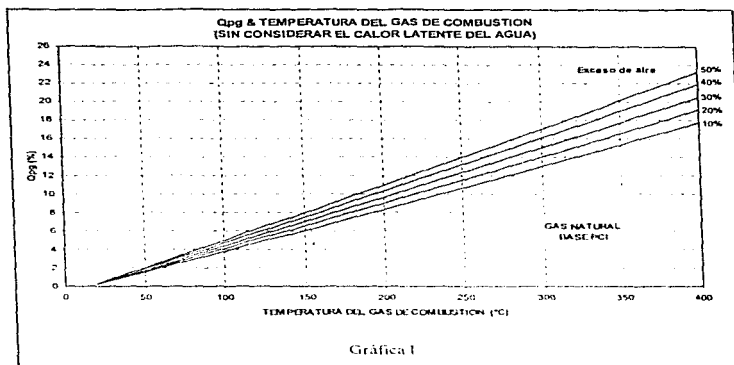
La energía térmica residual se incrementa con la temperatura del gas de desecho y el exceso de aire de combustión como se aprecia en la gráfica I, en donde la energía residual se expresa como una fracción (%) del calor liberado por el combustible (Q_{pg})

En la gráfica I se muestra el comportamiento de la cantidad de energía que se pierde con el gas residual. Esta energía ha sido cuantificada considerando sólo el poder calorífico inferior del combustible, por lo que la energía utilizada por el agua producida durante la combustión para cambiar su fase líquida a gaseosa no es aprovechable.

Tomando en cuenta la energía necesaria para que el agua cambie de fase, la expresión 5 se modifica de la siguiente forma:

$$h = \sum y_i \int C_{p,i} \cdot dT + y_{H_2O} \cdot \lambda_{H_2O} \quad (6)$$

La adición del calor latente del agua incrementa la cantidad de calor recuperable de los gases de combustión, lo que se refleja como un aumento del porcentaje de calor perdido por el gas de desecho a temperaturas mayores que el punto de rocío (ver gráfica II); cuando esta energía es aprovechada por medio de un recuperador condensante, entonces el porcentaje final de calor perdido por el gas de combustión disminuye considerablemente a una temperatura igual o menor a la del punto de rocío del agua, ya que este tipo de equipos aprovecha el calor latente (mencionado al inicio del párrafo) que en equipos convencionales no se considera recuperable.



Las fuentes de energía de desperdicio se pueden clasificar según su temperatura en tres intervalos.

El primer intervalo es el de alta temperatura con valores superiores a 650°C; el segundo intervalo es el de temperatura media con valores entre 230°C a 650°C y el intervalo de temperatura baja con valores inferiores a 230°C.

Existen muchas formas de utilizar el calor de desperdicio, entre los usos más comunes se puede mencionar la generación de vapor, precalentamiento de agua para calderas, calentamiento de fluidos de proceso a reactores o procesos de separación, secado de materiales sólidos, etc. Sin embargo el tipo de sistema a utilizar depende de las condiciones en que se encuentren los gases de combustión, principalmente el intervalo de temperatura en que se quiera utilizar.

1.3.3 Recuperadores de energía

Un recuperador de energía es un equipo diseñado para transferir el calor de los gases residuales (combustión) al fluido de trabajo o al aire de combustión con el fin de aumentar la eficiencia térmica del sistema.

Los recuperadores de energía térmica residual son básicamente intercambiadores de calor, diseñados específicamente para absorber el calor residual de los subproductos de la combustión, con el objeto de reducir los costos de operación mediante el incremento de la eficiencia térmica.

Hasta ahora la magnitud de la energía recuperable de los gases residuales está limitada por la concentración de los componentes corrosivos (SO₂) que determina el punto de rocío de la corriente gaseosa. A manera de evitar la corrosión acelerada de los elementos de transferencia de calor de los recuperadores, es común adoptar como criterio de diseño para la especificación de estos equipos, una temperatura del gas de combustión a la salida de 15 a 30 °C mayor que el punto de rocío del gas.

Para la recuperación de energía, los intercambiadores de calor se dividen en dos grupos:

❖ **Recuperativos**

Transmiten el calor de un fluido a otro a través de una pared separadora y requieren que ambos fluidos circulen simultáneamente.

❖ **Regenerativos**

Requieren almacenar periódica o continuamente calor que ha sido extraído del fluido caliente permitiendo luego al fluido frío calentarse gracias al calor almacenado en el intercambiador. El calor es transferido indirectamente.

También se pueden clasificar de acuerdo a la naturaleza de los fluidos en donde se lleva a cabo la transferencia de calor.

❖ **Recuperadores de gas a gas**

Estos equipos recuperan el calor de desperdicio de los gases de combustión o corrientes de aire para precalentar otras corrientes de aire. Encuentran gran aplicación en el precalentamiento de aire de suministro a procesos o en el área de los sistemas de aire acondicionado.

❖ **Recuperadores de gas o líquido a líquido**

Estos equipos recuperan el calor de desperdicio de los gases de combustión o de una corriente gaseosa para precalentar una corriente líquida que debe suministrarse al proceso; los recuperadores de calor de líquido a líquido efectúan la misma función solo que la corriente que cede calor estará en fase líquida.

Algunos ejemplos se citan a continuación:

EQUIPO	CARACTERÍSTICAS
Recuperadores de gas a gas	
Recuperador de radiación	Gran parte de la transferencia de calor es de tipo radiactivo; encuentran gran aplicación en hornos.
Recuperador convectivo	Los gases calientes se conducen a través de numerosos tubos paralelos y el gas o aire que debe calentarse entra por la coraza en dirección normal a los tubos.
Regenerador rotatorio (Carrousel térmico)	Consiste en un disco poroso de gran capacidad térmica cuya finalidad es transferir el calor de los gases calientes a los fríos de una manera intermitente.
Intercambiador tipo tubo térmico	Es un tubo sellado que contiene un fluido térmico que se evapora y condensa para transferir el calor.
Turbo-expansores	Utilizan la energía de los gases de combustión para producir trabajo mecánico.

EQUIPO	CARACTERISTICAS
Recuperadores de gas o líquido a líquido	
Economizadores	En ellos se aprovecha la energía residual de las emisiones para precalentar agua o una corriente de proceso líquida.
Caldera de recuperación de calor residual	Utilizan el calor residual de los gases de combustión para generar vapor.

1.4 Economizadores

Un economizador es un intercambiador de calor que incrementa la eficiencia térmica de un equipo de combustión, al adicionar una superficie extra de transferencia de calor en la sección convectiva del equipo.

Un economizador recupera el calor sensible de los gases residuales para precalentar el agua de alimentación a una caldera, o el fluido de proceso a un horno, logrando así una disminución en el consumo de combustible para realizar el servicio de diseño.

En la figura 3 se presenta un diagrama de un economizador de un generador de vapor. El ahorro de energía obtenido por la instalación de este equipo se puede estimar mediante la expresión (7), en la que podemos observar que este ahorro depende de la temperatura que puede alcanzar el agua precalentada en el economizador (ver práctica III) ⁽¹⁾

$$A = \frac{h_v - h_1}{h_v - h_2} \quad (7)$$

donde:	A	Ahorro de energía	[=] %
	h_1	Entalpía del agua fría	[=] kJ/kg
	h_2	Entalpía del agua precalentada	[=] kJ/kg
	h_v	Entalpía del vapor	[=] kJ/kg

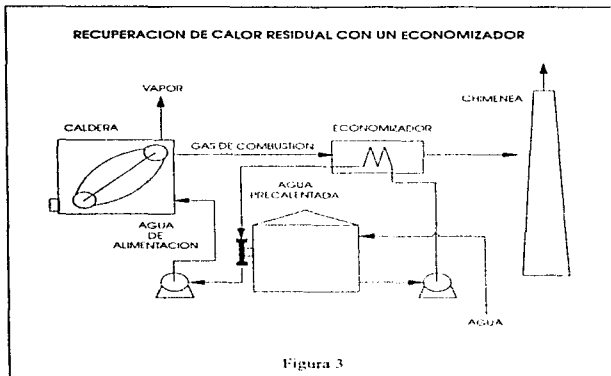
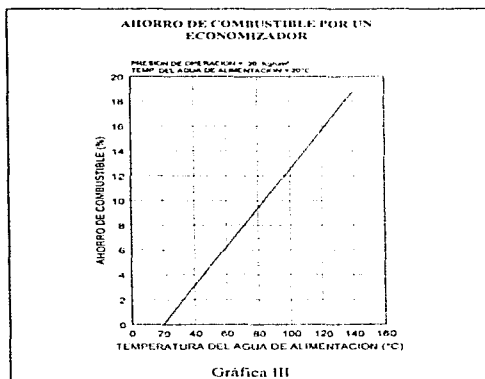


Figura 3



Gráfica III

El incremento en la eficiencia de una caldera con economizador es de 2 a 7 puntos porcentuales, considerando las pérdidas de energía en el sistema economizador al regresar al agua precalentada al tanque de alimentación y del tanque al enviarla a la caldera.

1.4.1 Economizadores condensantes

Un economizador condensante es un intercambiador de calor cuya característica principal es recuperar el calor que libera una determinada fracción de vapor de agua que se condensa sobre la superficie de los tubos con temperatura menor a la temperatura de rocío del agua.

Dentro del banco de tubos del economizador circula agua u otro fluido de trabajo, que absorbe el calor residual (sensible y latente) de los gases de combustión exhaustos provenientes de algún equipo de combustión, los cuales circulan por la parte exterior de los tubos.

Esta tecnología cobra mayor relevancia debido a que la tendencia mundial por conservar el medio ambiente ha orientado a la industria hacia un consumo preferente de combustibles gaseosos, los cuales debido a su composición forman una cantidad apreciable de vapor de agua que da origen a la diferencia entre los poderes caloríficos superior e inferior de aproximadamente el 10%, es común considerar a esta diferencia como una pérdida del 10% de energía respecto a su poder calorífico superior.

Estas pérdidas se pueden reducir a un poco menos de la mitad o casi la mitad mediante la implementación de un economizador condensante.

Actualmente, una de las compañías privadas dedicada a la fabricación de equipos recuperadores de calor residual,^[14] que ya ha desarrollado dicha tecnología, propone esquemas de aplicación industrial en:

- ✱ Calderas
- ✱ Incineradores de desechos
- ✱ Secadores

Para las calderas se tienen los siguientes ejemplos para la recuperación de calor:

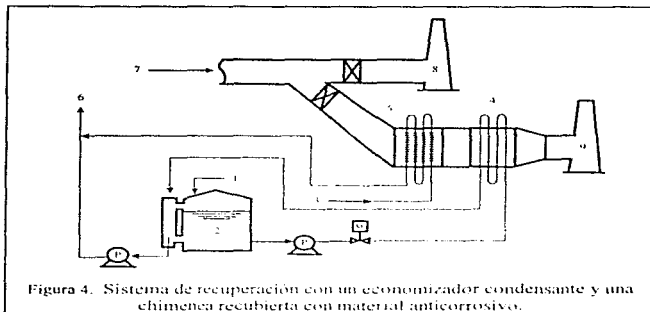


Figura 4. Sistema de recuperación con un economizador condensante y una chimenea recubierta con material anticorrosivo.

- | | |
|-------------------------------------|--|
| 1. Agua de alimentación | 6. Economizador con tubos aletados |
| 2. Tanque de agua | 7. Suministro de agua precalentada a la caldera |
| 3. Condensados | 8. Gases de combustión |
| 4. Economizador con tubos de vidrio | 9. Chimenea existente |
| | 10. Chimenea recubierta con material anticorrosivo |

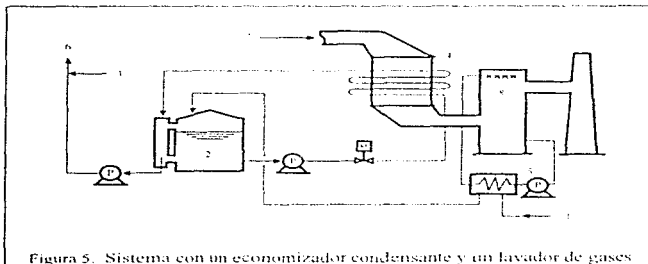


Figura 5. Sistema con un economizador condensante y un lavador de gases

- | | |
|-------------------------------------|---|
| 1. Agua de alimentación | 5. Intercambiador de calor |
| 2. Tanque de agua | 6. Suministro de agua precalentada a la caldera |
| 3. Condensados | 7. Gases de combustión |
| 4. Economizador con tubos de vidrio | 8. Lavador de gases de combustión |

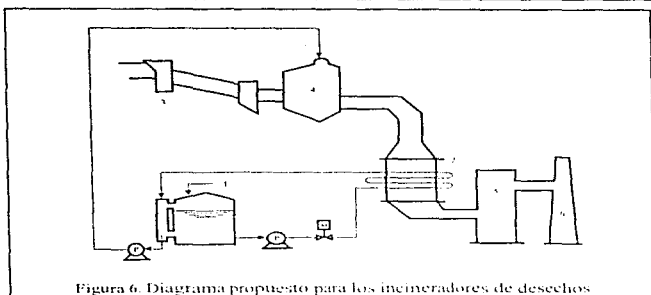


Figura 6. Diagrama propuesto para los incineradores de desechos

- | | |
|-------------------------------------|----------------------------|
| 1. Agua de alimentación | 4. Caldera de recuperación |
| 2. Economizador con tubos de vidrio | 5. Lavador |
| 3. Incinerador industrial | 6. Chimenea |

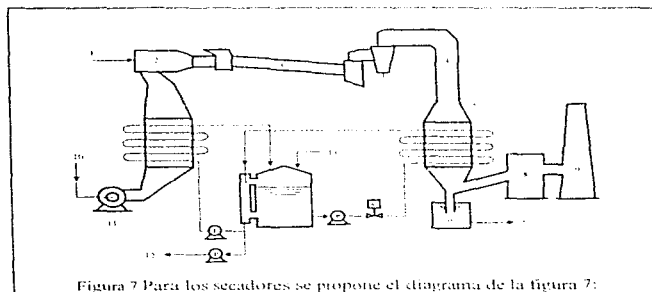


Figura 7. Para los secadores se propone el diagrama de la figura 7.

- | | |
|-------------------------------------|-------------------|
| 1. Combustible | 8. Desecador |
| 2. Calentador de aire | 9. Chimenea |
| 3. Cámara de secado | 10. Aire |
| 4. Gases de combustión | 11. Ventilador |
| 5. Economizador con tubos de vidrio | 12. A la caldera |
| 6. Colector | 13. De la caldera |
| 7. Estación de tratamiento de agua | |

1.5 Emisiones contaminantes

Los componentes contaminantes que constituyen los gases residuales emitidos por los equipos de combustión son principalmente: bióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), óxidos de azufre (SOx), óxidos de nitrógeno (NOx) y partículas sólidas y líquidas (PST), cuya concentración en el gas residual depende de la composición química del combustible, de las condiciones de operación y, del diseño de la cámara de combustión y del quemador. Los efectos nocivos que pueden provocar a la salud o al medio ambiente, hacen necesario el control de la emisión de estos compuestos. En México, la Norma Oficial Mexicana NOM-085-ECOL-1994 establece la concentración máxima permisible de los compuestos contaminantes generados por la combustión en fuentes fijas. Esta norma tiene carácter de obligatoria.

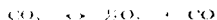
1.5.1 Bióxido de Carbono (CO_2)

El bióxido de carbono es el componente contaminante más abundante del gas de desecho de los equipos de combustión y el principal causante del efecto invernadero en el mundo.

Dado que la formación de este compuesto es producto del consumo de hidrocarburos, la aplicación de medidas de ahorro de energía como la racionalización de la combustión y la instalación de recuperadores de calor residual constituyen una manera eficiente de reducir las emisiones de CO_2 .

1.5.2 Monóxido de Carbono (CO)

Esta especie química se forma de manera natural en el proceso de combustión en muy pequeñas concentraciones en equilibrio con el CO_2 .



Los equipos de combustión modernos cuentan con quemadores capaces de obtener una buena mezcla de aire-combustible con excesos de aire del 5 al 20%, con concentraciones de 10 a 200 ppm de CO ; la utilización de un exceso de aire menor origina una combustión

incompleta y la concentración de CO se incrementa rápidamente a valores muy superiores a 200 ppm.

Un exceso de aire mucho mayor al requerido también puede dar lugar a una combustión inestable e incompleta.

Si se está utilizando la cantidad requerida de exceso de aire y aún así se obtienen concentraciones mayores a 200 ppm, es necesario verificar el estado del quemador y analizar la conveniencia de sustituirlo.

1.5.3 Oxidos de azufre (SO_x)

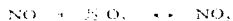
La mayoría de los aceites combustibles contienen azufre, desde menos del 1% (diesel) hasta un 6% en peso (combustóleo pesado), que al quemarse produce dióxido de azufre (SO₂) principalmente. La concentración de SO₂ en la corriente gaseosa residual puede ser del orden de 3000 ppm para combustóleo pesado.

Aunque la concentración de los óxidos de azufre es muy pequeña, en plantas grandes la emisión de estos compuestos puede llegar a ser de varias toneladas por día.

La concentración de SO₂ presente es muy pequeña, ya que solo del 1 al 2% de SO₂ formado en el gas de combustión es oxidada, por lo que la contribución de esta especie química en la cantidad de emisiones producidas por el azufre contenido en el combustible no es relevante; sin embargo, el SO₂ posee una gran actividad química, es decir, produce corrosión acelerada sobre el equipo, por lo que hace necesario reducir su concentración mediante el abatimiento del exceso de aire de combustión hasta el mínimo posible.

1.5.4 Oxidos de nitrógeno (NO_x)

De los óxidos de nitrógeno conocidos, solo el monóxido de nitrógeno (NO) y el dióxido de nitrógeno (NO₂) son considerados contaminantes, de los cuales el segundo es el más tóxico. En la atmósfera estos compuestos se encuentran en equilibrio:



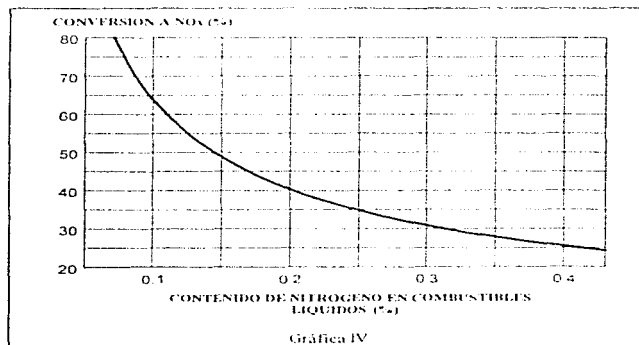
y el equilibrio puede desplazarse fácilmente de un lado a otro dependiendo de factores atmosféricos. La suma de estos dos compuestos es llamada NOx, expresado en NO₂ equivalente.

La formación de NOx tienen dos orígenes principales:

- a) La oxidación del nitrógeno contenido en el combustible que produce NOx orgánico y,
- b) La reacción entre el nitrógeno y el oxígeno del aire, a altas temperaturas que forma el "NOx térmico".

El nitrógeno contenido en el combustible es más fácilmente oxidado que el nitrógeno del aire, y su formación se produce a temperaturas más bajas.

El grado de conversión del nitrógeno a NOx es cercano al 70% cuando el contenido de nitrógeno en el combustible es de aproximadamente el 0,1%, reduciéndose rápidamente a valores inferiores al 40% cuando la concentración de nitrógeno es mayor al 0,2% (ver gráfica IV), pero la cantidad de NOx formado se incrementa con el contenido de nitrógeno.



Se ha observado que la concentración de nitrógeno en el combustible es más grande mientras el poder calorífico es más pequeño y la calidad del combustible es menor.

La velocidad de generación de los NO_x durante la combustión está dada por la siguiente expresión:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \cdot [\text{N}_2] \cdot [\text{O}_2]^{1/2} \quad (8)$$

de la cual podemos observar que la formación de NO_x es controlada por los siguientes factores:

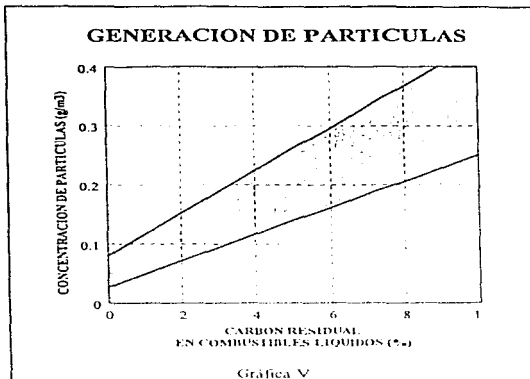
- ✱ Concentración de oxígeno en la zona de combustión
- ✱ Temperatura de flama
- ✱ Tiempo de residencia en la zona de combustión

Para el control de emisiones de NO_x existen tres métodos principales que agrupan las diversas tecnologías desarrolladas hasta la fecha:

- ✱ Control de la generación de NO_x
- ✱ Reducción del volumen del gas residual mediante el ahorro de energía
- ✱ Eliminación del NO_x generado (desnitrificación)

1.5.5 Partículas

Los aceites combustibles al quemarse producen dos tipos de partículas sólidas residuales: las cenizas y las cenósferas. La ceniza es el residuo sólido constituido por compuestos inorgánicos y trazas de carbón, los cuales se producen cuando se queman totalmente todos los componentes combustibles. Las cenósferas son un tipo de partículas que se generan cuando las gotas del combustible atomizado no se queman totalmente, dejando una cantidad apreciable de carbón residual y su tamaño es relativamente mayor al de la ceniza.



De manera similar a la generación de NO_x, la formación de hollín y cenósferas no pueden determinarse por cálculos simples de combustión, debido a que intervienen diversos factores como: el exceso de aire, condiciones de mezclado, velocidad de difusión, etc. No obstante, en la gráfica V se estima la concentración de partículas que se generan durante la combustión en función del carbono residual de los combustibles líquidos.

Para el control de las emisiones de partículas a la atmósfera se recomiendan las siguientes medidas:

1. Reducir la cantidad de partículas
 - * Seleccionar un mejor tipo de combustible
 - * Usar el tipo de quemador adecuado
 - * Optimizar el exceso de aire de combustión
2. Recolección de las partículas generadas
 - * Instalación de colectores de partículas ciclónicos, eléctricos o filtros.

1.6 Reducción de emisiones mediante el uso de recuperadores de energía

En un análisis realizado para una caldera de 2.5 MW, con y sin recuperadores de energía, se reportó una reducción de al menos 1200 toneladas de gas residual al año con la implementación de estos equipos.¹⁹

Emisiones contaminantes con y sin recuperadores de energía

	Unidades	Sin Recuperados	Precaentador de Aire	Economizador
Flujo de gas residual	kg	21.496*10 ⁶	20.100*10 ⁶	20.232*10 ⁶
Flujo específico de gas	kg/kg vapor	1.264	1.182	1.199
CO ₂	kg/año	4.082*10 ⁷	3.817*10 ⁷	3.842*10 ⁷
CO	kg/año	837	176	306
SOx	kg/año	52.5*10 ³	49.0*10 ³	49.4*10 ³
NOx	kg/año	4973	4540 (2818 [*])	4740.3
Partículas	kg/año	2634	2463	2479

*Con quemador de bajo NOx

2. DISEÑO DE UN ECONOMIZADOR CONDENSANTE

El diseño de cualquier recuperador de energía esta definido por las características físicas y operacionales del equipo de combustión principal, ya sea este un generador de vapor o un horno de proceso. El diseño óptimo se obtiene cuando la inversión y los costos de operación se minimizan alcanzándose el máximo ahorro energético económicamente factible; para lo cual es necesario desarrollar las siguientes etapas:

1. Definir las bases de diseño.

En esta etapa se establecen las condiciones de operación del recuperador de energía, proporcionándose la información básica requerida, tal como:

- ✧ Condiciones climatológicas
- ✧ Condiciones de operación del equipo con combustión
- ✧ Combustible disponible
- ✧ Composición de corriente del gas residual (corrosividad y toxicidad)
- ✧ Contenido energético de la corriente residual (determina la capacidad y tamaño del recuperador)
- ✧ Normas y códigos aplicables.

2. Establecer los criterios de diseño

Definir estos criterios permitirán determinar y evaluar la geometría del recuperador de energía.

3. Evaluación térmica

En esta etapa se propone la geometría del economizador y se obtienen los parámetros de comportamiento de este equipo, tales como la temperatura de salida de los fluidos, carga térmica, magnitud de recuperación de energía, etc.

4. Análisis de opciones

En esta fase se comparan los parámetros de comportamiento obtenidos en la etapa anterior con los criterios y restricciones establecidos en las bases de diseño, definiendo el mejor diseño.

Las variables y parámetros que deben tomarse en cuenta en el dimensionamiento preliminar del economizador condensante son:

- * Tipo de combustible a utilizar
- * Gas de combustión y sus componentes ácidos
- * Materiales resistentes a la corrosión por condensación de gas de combustión
- * Criterios de diseño

2.1 Evaluación de combustibles utilizados a nivel industrial

A nivel industrial, en México existe la tendencia de consumir gas combustible por motivos ecológicos ya que el combustible contiene mucho azufre, además se reducen los costos de operación y no requiere de almacenamiento. Este hecho favorece la incorporación de un economizador condensante como recuperador de calor en los equipos de combustión.

Los combustibles líquidos están constituidos esencialmente por hidrocarburos parafínicos, nafténicos y aromáticos de distintos grados de ebullición con pequeñas cantidades de azufre (1-6% en peso), nitrógeno y a veces oxígeno (0.2% al 0.8% para ambos) en combinación química; estas cantidades varían dependiendo del lugar de donde se extraiga el crudo. El azufre se presenta en forma de varios tipos de compuestos (sulfuros, mercaptanos, compuestos heterocíclicos, etc.) y es un componente perjudicial por que sus productos de combustión originan serios problemas de corrosión y generan depósitos formados preferentemente por sulfatos de los metales contenidos en el combustible.

A continuación se presentan las composiciones de algunos combustibles típicos utilizados en la industria.

a) Gas Natural

Componente	% en volumen
CH ₄	96.87
C ₂ H ₆	2.85
C ₃ H ₈	0.24
n C ₄ H ₁₀	0.03
i C ₄ H ₁₀	0.01

b) Gas de Refinería

Componente	% en mol
H ₂	21.00
CH ₄	45.02
C ₂ H ₆	20.91
C ₃ H ₈	7.69
C ₄ H ₁₀	1.18
CO ₂	1.00
H ₂ S	3.20

c) Combustóleo

Componente	% en peso
C	83.70
H ₂	10.30
O ₂	0.30
N ₂	0.60
S	4.15
H ₂ O	0.95

La proporción de cada uno de los componentes generados en la combustión depende del tipo de combustible que se utilice.

En la siguiente tabla se muestran los porcentajes de los componentes que se encuentran en mayor proporción en el gas residual producido por los combustibles considerados anteriormente¹, en ella se puede apreciar como para un combustible gaseoso la concentración del vapor de agua es mayor que para un combustible líquido. En consecuencia, se puede decir que cuando se utiliza combustible gaseoso, la implementación de un economizador condensante resulta ser la opción más adecuada para recuperar la mayor cantidad de energía residual posible.

Componente	Gas Natural	Gas de Refinería	Combustóleo
N ₂ (%)	71.4	71.6	74.3
H ₂ O (%)	17.8	17.2	10.6
CO ₂ (%)	8.3	8.8	12.3
O ₂ (%)	2.5	2.5	2.6

¹ Datos obtenidos para un 15% de exceso de aire con el programa de combustión elaborado en el Instituto Mexicano del Petróleo.

2.2 Componentes corrosivos e incrustantes del gas de combustión

A continuación se resumen las propiedades incrustantes y corrosivas del gas residual, cuyo comportamiento representa uno de los parámetros críticos para seleccionar, en función de costos, el material de construcción más adecuado para el economizador condensante.

2.2.1 Agua

Las corrientes de gas de combustión contienen agua en forma de vapor. Esta humedad condensa cuando tiene contacto con superficies a temperatura más baja que la temperatura de rocío del gas.

El condensado de vapor de agua es el solvente para la formación de compuestos ácidos muy corrosivos como son el ácido carbónico, sulfuroso y sulfúrico, por esta razón los diseñadores de recuperadores de calor hasta ahora han evitado enfriar el gas residual de su punto de rocío, de tal manera que les permite la utilización de materiales más baratos.

El punto de rocío del vapor de agua se obtiene como una función de la presión de vapor, mediante la ecuación (9):

$$\ln\left(\frac{P_{vH_2O}}{P_c}\right) = (-7.76451 \cdot x - 1.45838 \cdot x^2 + 2.77580 \cdot x^3 + 1.23303 \cdot x^4) \cdot (1-x)^{-1} \quad (9)$$

donde: P_{vH_2O} Presión de vapor del agua [$^{\circ}$] bar

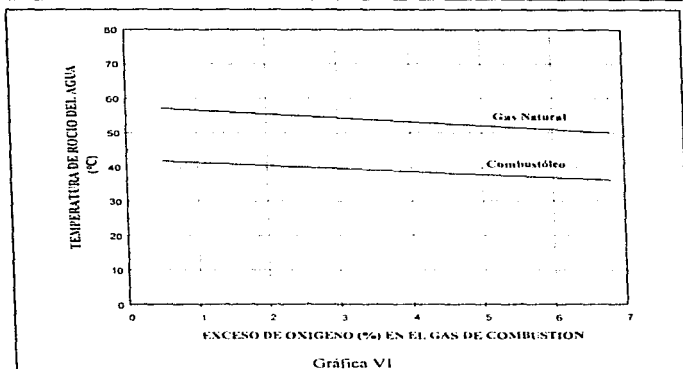
$$x = 1 - \frac{t}{T_c}$$

T_c Temperatura crítica del agua (647.3 K)

P_c Presión crítica del agua (221.2 bar)

t Temperatura a la cual se evalúa el punto de rocío [$^{\circ}$] K

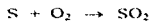
La gráfica VI muestra la temperatura de punto de rocío del agua aproximado para equipos que queman gas natural y combustóleo.^[1]



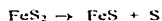
Gráfica VI

2.2.2 Dióxido de azufre (SO₂)

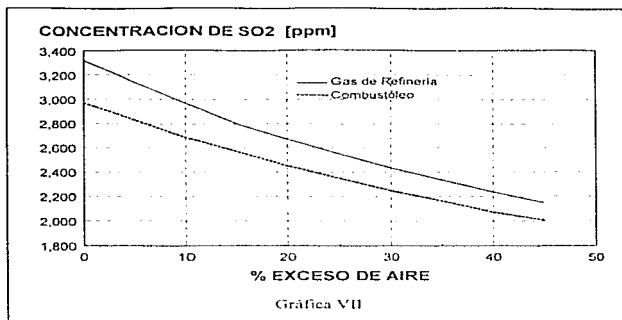
Cuando se quema un combustible con azufre, se forma dióxido de azufre por oxidación primaria del azufre:



ó bien por la oxidación de los sulfuros de hierro (piritas):

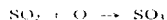
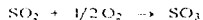


En la gráfica VII puede apreciarse la cantidad de SO₂ producida en función del exceso de aire suministrado



2.2.3 Trióxido de azufre (SO₃)

Su presencia es debida principalmente a las reacciones en la flama y a la oxidación del SO₂.



La primera reacción puede ocurrir por dos procesos: una reacción homogénea en fase gaseosa o una reacción heteropénea catalizada sobre superficies activas.

La segunda reacción con oxígeno atómico dependerá de la presencia de oxígeno activo presente en ciertas circunstancias, como en el caso de la flama del quemador. Los estudios revelan que para esta zona, aproximadamente el 1% del SO₂ es convertido a SO₃; ¹⁴¹ una vez abandonada la flama, la velocidad de oxidación es muy baja, por lo que la formación de SO₃ depende de la presencia de óxidos de fierro y vanadio depositados en las superficies metálicas o contenidos en las cenizas que actúan como catalizadores.

El intervalo de temperatura en que los óxidos de vanadio y de hierro actúan como catalizadores es de 590 a 790 °C, requiriéndose que exista un exceso de aire para llevar a cabo la formación de trióxido de azufre.

2.2.4 Ácido Sulfúrico (H_2SO_4)

Si el gas de combustión se enfría a una temperatura menor a 550 °C, la probabilidad de que el SO_3 reaccione con el vapor de agua del gas para formar vapores de ácido sulfúrico aumenta, por ello la cantidad de estos vapores depende de la cantidad de SO_3 disponible y del vapor de agua.

Cuando la temperatura del gas de combustión es menor al punto de rocío los vapores de H_2SO_4 condensan debido a que las moléculas del ácido tienen gran afinidad por el agua. Estos condensados causan severos problemas de corrosión en el equipo.

Se requiere una cantidad de SO_3 muy pequeña en el gas para atraer vapor de agua y formar H_2SO_4 vapor; además las corrientes gaseosas que contienen vapores de H_2SO_4 de baja concentración, al condensarse forman soluciones de concentración elevada con temperatura de ebullición alta (al establecerse el equilibrio líquido-vapor), aun bajo presiones negativas.

Por ejemplo, un gas que contiene el 0.01% en peso de H_2SO_4 , su respectivo condensado actúa tan corrosivamente como si fuera una solución líquida al 70% de ácido con un punto de ebullición de 165 °C.

Es importante mencionar que cuando existe la formación de H_2SO_4 una cantidad muy pequeña de agua contenida en el gas condensa libre de ácido.

La ecuación para calcular el punto de rocío del ácido sulfúrico es^[9]:

$$\frac{1000}{T_{DR}} = 1.7842 + 0.0269 \cdot \log(p_{H_2O}) + 0.1029 \cdot \log(p_{SO_3}) + 0.0329 \cdot \log(p_{H_2O}) \cdot \log(p_{SO_3}) \quad (10)$$

donde: T_{DR} Temperatura de rocío del ácido [°] K
 p_{H_2O} Presión parcial del agua [atm]
 p_{SO_3} Presión parcial del trióxido de azufre [atm]

2.2.5 Partículas

La mayoría de las corrientes de gas de combustión contienen partículas que se adhieren a la superficie de transferencia de calor, ocasionando que el intercambio de calor no se efectúe adecuadamente y se presente un deterioro gradual del equipo.

2.3 Materiales resistentes a la corrosión

Esta evaluación se realiza tomando en cuenta que la probabilidad de formación de vapores de H_2SO_4 es alta, los cuales condensan cuando la temperatura del gas residual alcanza su temperatura de rocío.

El vidrio, aluminio y las aleaciones de acero inoxidable, son un conjunto de materiales que son capaces de resistir el ataque de H_2SO_4 ; por ello se proponen para la fabricación del economizador condensante, sin embargo, sus propiedades físicas se pueden modificar si la acidez del condensado rebasa su intervalo de inmunidad.

A continuación se detalla brevemente la composición de cada uno de ellos, así como las condiciones en las que son resistentes a dicho ácido:

2.3.1 Aluminio y sus aleaciones

El aluminio es un metal reactivo, pero desarrolla una película de óxido que lo protege de la corrosión en diferentes ambientes. Esta película es completamente estable en soluciones neutras y en muchas soluciones ácidas (pH de 3 a 8.5); pero cuando es expuesto a condiciones alcalinas, la película de óxido se perfora localmente, ocasionando corrosión por picaduras.

En condiciones demasiado ácidas ($pH < 3$) se presenta un tipo de corrosión más uniforme.

El aluminio es blando y débil, sin embargo puede ser aleado y tratado térmicamente para aumentar sus propiedades mecánicas.

Al igual que todas las aleaciones, las de aluminio pueden modificar sus propiedades incluyendo en su composición metales que las propicien; a continuación se mencionan los efectos que algunos metales pueden causar dentro de la aleación.

Metal	Efecto
Magnesio	En tipos de aleaciones no endurecidas (serie 5000) las hace especialmente inmunes a la corrosión en medio acuoso. El magnesio incrementa un poco la resistencia a la corrosión del aluminio en soluciones alcalinas.
Cromo	Mejora la resistencia a la corrosión por esfuerzo en aleaciones fuertes (aluminio-magnesio o aluminio-magnesio-zinc), pero en aluminio puro, el cromo incrementa el potencial para provocar corrosión por picadura en presencia de un medio acuoso.
Cobre	Reduce la resistencia a la corrosión. Puede conducir a altas velocidades de corrosión uniforme, corrosión por picadura, corrosión intergranular y corrosión por esfuerzo.
Zinc	Puede reducir la resistencia a la corrosión en medios ácidos, pero mejora la resistencia en medios alcalinos. Cuando se presenta en altos niveles dentro de la aleación, su influencia a la corrosión es una función de la fabricación y el tratamiento térmico que reciba la aleación.

Las aleaciones de aluminio pierden resistencia rápidamente cuando son expuestas a temperaturas de 177 °C o mayores.

2.3.2 Aceros inoxidables

Son aleaciones base hierro que contienen un porcentaje no menor al 11% de cromo.

Existen tres tipos principales de aceros inoxidables^[12]:

Tipo de acero inoxidable	Características
Martensíticos	Son aceros hierro-cromo con o sin pequeñas adiciones de otros elementos aleantes. Generalmente no contienen más de 14% de cromo, excepto los tipos 440A, 440B y 440C, los cuales contienen 16 a 18% de cromo; y una cantidad suficiente de carbono para promover el endurecimiento.
Ferríticos	Contienen un 10% de cromo mínimo y no contienen níquel.
Austeníticos	Contienen aproximadamente entre un 16 a 27% de cromo y de un 8 a 22% de níquel.

Debido a que las aleaciones contienen diferentes metales para modificar sus características, a continuación se mencionan los efectos que causan algunos metales dentro de estas aleaciones.

Metal	Efecto
Cromo	En ambientes oxidantes y temperaturas altas forma una película de óxido que protege al acero inoxidable. Esta película se forma a partir de un 10% de cromo, si este porcentaje aumenta, la protección a la corrosión aumenta.
Níquel	En cantidades suficientes es usado para estabilizar la fase austenítica del hierro y así producir el acero inoxidable austenítico. Es particularmente útil incrementando la resistencia a los ácidos minerales.
Manganeso	Es conocido que el manganeso se combina con el azufre para formar sulfuros. La morfología y composición de estos sulfuros pueden reducir la resistencia a la corrosión.

Los aceros inoxidables mejoran sus características de resistencia a la corrosión en medio oxidantes o de buena aeración, que aseguran el mantenimiento de su película protectora superficial, pero están sujetos a corrosión por picaduras, hendiduras y corrosión bajo tensión en ciertos medios específicos.

La aplicación masiva de los aceros inoxidables austeníticos pueden sufrir la llamada corrosión intergranular, debida a una precipitación de carburos de cromo en los bordes de grano, como consecuencia de un tratamiento térmico inadecuado.

2.3.3 Vidrio

El vidrio sólido común es un material fuerte, duro y resistente al desgaste y tiene una excelente resistencia a la compresión. El vidrio ordinario se conoce por sus características frágiles, su mala conductividad tanto eléctrica como térmica y su baja resistencia a los choques térmicos. Funde entre 649 °C y 815 °C.

Existen seis clases de vidrio [24]:

Tipo de vidrio	Composición
Sodio y cal	Arena sílica, cenizas sódicas y piedra caliza ($\text{Na}_2\text{O}-\text{CaO}-6\text{SiO}_2$).
Plomo alcalino	Es similar al anterior, excepto que casi toda la cal se reemplaza con PbO (15-60% de PbO).
Boro-silicato	Se fabrica con B_2O_3 .
Silicato aluminico	Contienen cerca del 55% de SiO_2 , 20% de Al_2O_3 y cantidades pequeñas de B_2O_3 , MgO y CaO .
96% de SiO_2	Como su nombre lo indica es prácticamente SiO_2 .
Silicio fundido	Se hace con arena sílica pura

El uso de B_2O_3 para el vidrio de boro-silicato, reduce el coeficiente de expansión de $9.0 \cdot 10^{-6}$ m/m (para vidrio de sodio y cal) a $3.5 \cdot 10^{-6}$ m/m, por lo que su resistencia a los choques térmicos aumenta y su resistencia a la corrosión de ácidos minerales, (excepto HF), es buena. Transmite aproximadamente el 90% del calor irradiado.

En los últimos tiempos se han realizado aleaciones de vidrio con metales, creando así los llamados metales amorfos y sistemas de metales vídriosos, que presentan resistencia a la corrosión. Son homogéneos estructuralmente por lo que no poseen los defectos químicos o cristalinos clásicos que se encuentran en los sólidos cristalinos.

2.4 Criterios de diseño

2.4.1 Arreglo geométrico

a) Secciones de un economizador condensante

En un economizador condensante se pueden distinguir dos secciones, cuyo nombre depende del mecanismo de transferencia de calor presente en cada una de ellas. En la primera sección se transfiere el calor sensible de los gases de combustión y en la segunda, además de transferir el calor sensible del gas de combustión, se transfiere calor latente de la humedad contenida en el gas de combustión.

Es recomendable distinguir estas dos secciones en bancos de tubos separados, con el fin de evitar confusiones de material en la etapa de construcción y mantenimiento.

Como físicamente es una sola coraza, se pueden utilizar los criterios de masa velocidad para el gas de combustión, la velocidad de agua y el arreglo de tubos de la sección de calor sensible.

El material de los tubos y aletas (o pernos), en esta sección debe ser capaz de soportar las condiciones ácidas y/o corrosivas que se presentan a partir de que la temperatura del gas de combustión alcanza el punto de rocío del H_2SO_4 y del vapor de agua.

Es recomendable que las dimensiones generales de un economizador condensante se aproximen a la relación .

$$\text{Largo/Ancho} = 3$$

Una relación mayor de estas dimensiones requiere de un distribuidor de gas, cuyo diseño además de ser más voluminoso y costoso, favorece la formación de corrientes preferentes ociosas en el equipo.

b) Tubos y su arreglo.

Se recomienda utilizar diámetros de tubos mayores o iguales a 12 mm y menores o iguales a 50 mm.

Evitar en lo posible el uso de tubos de diámetro de 75 mm, debido a la dificultad en encontrar refacciones en el momento que se requiera.

Para el arreglo de tubos, se propone un espaciamiento, centro a centro, en forma de un triángulo equilátero de al menos 2 veces el diámetro nominal del tubo.

c) Tipos de superficie extendida

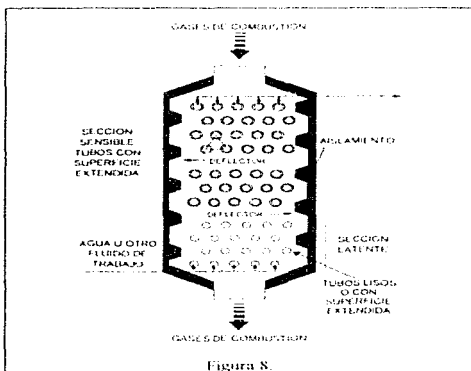
La sección donde se recupera calor sensible está constituida por un arreglo de tubos con superficie extendida.

La sección de recuperación de calor latente puede estructurarse con un arreglo de tubos con superficie extendida o lisa, esta selección depende de la conductividad térmica del material de los tubos (aletados, pernados o lisos), y de sus costos.

El tipo de superficie extendida, sus dimensiones y su densidad depende del combustible disponible, de acuerdo como se indica en la siguiente tabla:

TIPO DE COMBUSTIBLE	TIPO DE SUPERFICIE EXTENDIDA
Gaseoso	Aleta continua Altura 13, 18 o 25 mm densidad 197 aletas por metro
Líquido	Pernos Diámetro de 13 mm Altura 13, 18 o 25 mm 22 pernos por plano 39 planos por metro

La figura 8 es un esquema representativo del corte transversal de un economizador condensante donde se muestra la geometría planteada.



2.4.2 Masa velocidad y caída de presión.

El fenómeno de transferencia de calor por convección es función directa de la masa velocidad de los fluidos que intercambian calor. Así, mientras más grande es la masa velocidad de los fluidos, más grande es el coeficiente de transferencia de calor, que se ve reflejado en un equipo de menor tamaño, y por lo tanto más atractivo económicamente.

Sin embargo, aunque una mayor masa velocidad nos reduce el costo de inversión del equipo, nos incrementa los costos de operación por consumo de potencia eléctrica, ya que al incrementar la masa velocidad, se incrementa también la caída de presión de los fluidos, siendo necesario un mayor consumo de energía eléctrica para impulsarlos a través del economizador condensante.

El mejor diseño de un equipo es aquel que minimice los costos de inversión y de operación, encontrando los valores apropiados de masa velocidad y caída de presión.

Una solución cercana a la óptima para el diseño de un economizador condensante, se puede obtener siguiendo las recomendaciones que se señalan a continuación.

- 1) La caída de presión del lado de los tubos no debe ser mayor de 98 kPa.
- 2) La caída de presión del lado de los gases debe estar dentro del rango de 490 a 980 Pa.
- 3) La velocidad del gas de combustión debe ser aproximadamente de 4.5 m/s.
- 4) Se propone una masa velocidad del gas de 1.5 a 2.0 kg/m² s.
- 5) Se propone una velocidad del agua de 2.0 a 3.0 m/s.
- 6) La velocidad del gas de combustión en las boquillas de entrada y salida deben estar dentro del intervalo de 8 a 10 m/s.

2.4.3 Pérdidas de energía.

La pérdida de energía en un economizador condensante es de dos formas. La primera es por fugas de gas caliente a la atmósfera o infiltraciones de aire frío al equipo. Para evitar esto, es necesario asegurar la hermeticidad del equipo. La segunda forma es la transferencia de calor del interior del equipo hacia la atmósfera a través de sus paredes.

Para reducir estas pérdidas es necesario instalar un aislamiento térmico, cuyo espesor depende de un análisis económico del costo del aislamiento en comparación al costo de la energía que se pierde.

Para fines prácticos, este análisis ya ha sido efectuado por la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE), y sus resultados establecen la temperatura máxima de pared exterior de un equipo, que a su vez limita la cantidad de energía que se pierde a la atmósfera, de esta manera se establece que :

La temperatura exterior del equipo no debe ser mayor de 60 °C (NOM-ENER 009).

3. ALGORITMO DE CALCULO

Una vez definido el arreglo geométrico básico a través de la aplicación de los criterios de diseño y en base al combustible utilizado y material seleccionado, según lo señalado en el capítulo 2, se procede a predimensionar el equipo y a evaluar térmicamente el arreglo propuesto.

El algoritmo de cálculo está constituido por cuatro partes principales :

- ❖ Balance de materia
- ❖ Balance de energía
- ❖ Transferencia de calor en la sección sensible
- ❖ Transferencia de calor en la sección de condensación

Los dos primeras partes (balance de materia y energía) son indispensables para el diseño y predimensionamiento del economizador condensante.

La sección de recuperación de calor sensible se evaluará con un método tradicional, mientras que para la sección de recuperación de calor latente se propondrá un método para evaluar la transferencia de calor por condensación del vapor de agua y componentes corrosivos del gas de combustión en tubera aletada, ya que actualmente no existe literatura abierta para este tema.

3.1 Balance de Materia

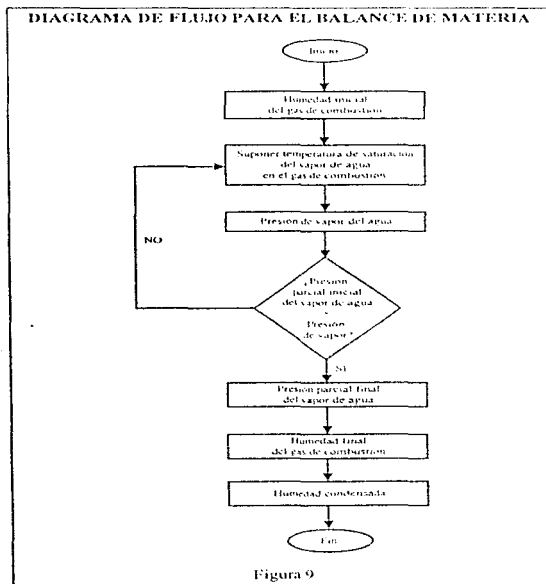
Con el balance de materia se calcula la cantidad de vapor de agua condensada dentro del economizador, en función de la temperatura de saturación del vapor y de la temperatura final del gas de combustión.

La temperatura de saturación del vapor de agua se considera para cuando se utilizan combustibles gaseosos, los cuales al quemarse producen cantidades muy pequeñas de SO_x

(que se miden en ppm) a diferencia de los combustibles líquidos; en este caso, la cantidad de vapor condensado es afectada por la cantidad de gases ácidos formados.

La temperatura de salida del gas de combustión se fija tomando en consideración la optimización del equipo recuperador de energía.

A continuación se presenta el diagrama de flujo simplificado para realizar este balance, posteriormente se explicará cada uno de los pasos a seguir en la secuencia de cálculo.



a) Gas de combustión

Información básica para el balance:

Gas de Combustión	Agua
Flujo másico	Flujo másico
Temperatura inicial	Temperatura inicial
Presión de trabajo	
Composición molar	

Los constituyentes no condensables del gas de combustión se consideran como gas seco (CO₂, SO_x, NO_x, etc.)

Por lo cual, el flujo de gas de combustión inicial se puede describir de la forma:

$$F_{gc} = F_{g_{seco}} + F_{g_a} \quad (11)$$

y el balance de materia se realizará en función de la cantidad de vapor de H₂O condensado.

Entra	Salida
$F_{g_{seco}}$	$F_{g_{seco}} + F_{vapor_{cond}}$
F_{g_a}	F_{g_a}

Se hacen cálculos de estequiometría de combustión para conocer la composición en fracción mol, el flujo molar por cada componente, el flujo total y el peso molecular del gas de combustión.

Se fija la temperatura final del gas de combustión dependiendo de la cantidad de vapor de agua que contiene.

A continuación se procede a calcular la humedad contenida dentro del gas de combustión a la temperatura de entrada al equipo de recuperación de energía:

$$H_{g_a} = \left(\frac{PM_{vapor}}{PM_{g_a}} \right) \cdot \left(\frac{P_{vapor}}{P_t - p_{vapor}} \right) \quad (12)$$

El gas de combustión se enfría a humedad constante hasta alcanzar, primero, el punto de rocío ácido y después la temperatura de saturación del vapor de agua.

Si en la composición del combustible que se quema existe azufre, debe considerarse que la cantidad de trióxido de azufre (SO_3) producida provocará la formación de ácido sulfúrico (H_2SO_4) a medida que el gas de combustión se enfríe; la temperatura de esta condensación también depende de la cantidad de vapor de agua dentro del gas de combustión, y se calcula con la ecuación (10).

Como no existe un modelo matemático que describa el comportamiento higroscópico que tiene el H_2SO_4 , considerando que la cantidad de SO_3 son partes por millón y que la estequiometría de la formación de este ácido a partir de SO_3 y H_2O es 1:1, se supone que el gas de combustión se sigue enfriando sin que la fracción de vapor de agua se vea disminuida.

En la saturación, la presión parcial del vapor de agua se iguala con la presión de vapor y la temperatura de saturación se calcula como una función de la presión de vapor utilizando la ecuación (9).

A la salida del economizador, la fracción de vapor de agua no condensada se encontrará saturada, condición que se utiliza para calcular la humedad final del gas.

Para conocer la cantidad de agua que se condensa sólo basta restar la humedad inicial menos la final.

El flujo de gas de combustión a la salida es igual a la suma de las moles del gas seco más las moles de vapor de H_2O que no condensó.

Se calcula la nueva composición y flujo del gas de combustión a la salida y se verifica el balance de materia.

b) Agua a precalentar

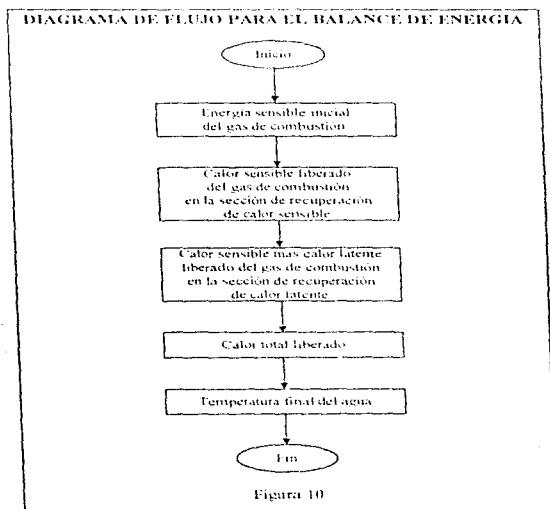
La cantidad de agua inicial que entra al economizador es igual a la cantidad de agua que sale, por lo que se puede expresar:

$$Fa_1 = Fa_2 \quad (13)$$

3.2 Balance de Energía

El balance de energía se expresa como flujos térmicos y se realiza en función de la temperatura de condensación del vapor y de la cantidad de vapor de agua condensada, ya que de éstas depende la cantidad de calor sensible y latente liberado.

El diagrama de flujo de la figura 10 muestra los cálculos mínimo necesarios para calcular la cantidad de calor recuperable. Para hacer que el balance cuadre es necesario calcular la energía inicial del gas de combustión que entra al economizador, el calor sensible que contiene el condensado del vapor de agua y la energía final con la que sale el gas de combustión del equipo recuperador de calor; todo en base a la temperatura de referencia.



a) Gas de combustión

La energía sensible disponible en el gas de combustión, a la entrada del economizador es:

$$E_i = F_{gm_i} \cdot y_i \int_{T_i}^{T_1} C_{p_i} \cdot dT \quad (14)$$

La temperatura de referencia se establece en 15.5 °C.

La energía liberada por el gas de combustión en la sección sensible del economizador se calcula mediante la expresión:

$$q_{sensible} = - F_{gm_i} \cdot y_i \cdot \int_{T_i}^{T_{out}} C_{p_i} \cdot dT \quad (15)$$

El signo negativo que se obtiene al realizar este cálculo indica que el calor es liberado del gas de combustión hacia el agua que circula dentro de tubos.

Cuando el gas de combustión entra en la sección de recuperación de calor latente libera una pequeña cantidad de calor sensible, tanto de los gases no condensables como del vapor de agua que se condensa y del que no logra cambiar de fase, en comparación a la cantidad de calor latente liberado en la condensación del agua.

El calor sensible liberado en esta sección se evalúa con las siguientes expresiones :

$$q_{g,s} = F_{m_{g,s}} \cdot \int_{T_{in}}^{T_1} C_{p_{g,s}} \cdot dT \quad (16)$$

$$q_{vapor\ cond} = F_{m_{vapor\ cond}} \cdot \int_{T_{in}}^{T_1} C_{p_{vapor}} \cdot dT \quad (17)$$

$$q_{vapor\ no\ cond} = F_{m_{vapor\ no\ cond}} \cdot \int_{T_{in}}^{T_1} C_{p_{vapor}} \cdot dT \quad (18)$$

$$q_{SRCL} = q_{g,s} + q_{vapor\ cond} + q_{vapor\ no\ cond} \quad (19)$$

La energía que contiene el gas de combustión a la salida es:

$$E_2 = F g m_1 \cdot \int_{T_1}^{T_2} C_{p_i} \cdot y_{i_1} + F m_{\text{vapor cond}} \cdot \int_{T_1}^{T_2} C_{p_{\text{vapor}}} \quad (20)$$

Por lo tanto, el balance de calor sensible se escribe como:

$$E_1 = E_2 + q_{sRCS} + q_{sRCL} \quad (21)$$

El balance de calor latente se realiza en función del calor de vaporización del agua a la temperatura de referencia:

$$\lambda_{15,5^{\circ}\text{C}} = 2464 \text{ kJ / kg}$$

$$F m_{\text{vapor}} \cdot \lambda_{15,5^{\circ}\text{C}} = F m_{\text{vapor cond}} \cdot \lambda_{15,5^{\circ}\text{C}} + F m_{\text{vapor no cond}} \cdot \lambda_{15,5^{\circ}\text{C}} \quad (22)$$

Como el balance de calor sensible y calor latente se realizan en forma independiente, el calor total transferido es la suma del calor sensible cedido (en las dos secciones del economizador) mas la contribución del calor latente liberado al condensarse el vapor de agua.

$$Q_T = q_{sRCS} + q_{sRCL} + F_{\text{vapor cond}} \cdot \lambda \quad (23)$$

b) Agua a precalentar

El calor total liberado es absorbido por el agua a precalentar, por lo que la temperatura final del agua se calcula aplicando la ecuación (24):

$$Q_T = F a \cdot C_{p_{H_2O}} \cdot (t_{a2} - t_{a1}) \quad (24)$$

Para realizar este balance se utilizan las siguientes ecuaciones de capacidades caloríficas ^[31], haciendo la corrección a la temperatura de referencia:

$$C_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 \quad (25)$$

$$C_p [=] \frac{\text{kJ}}{\text{kgmol K}} @ 298 \text{ K, 1 atm}$$

Compuesto	A	B	C	D
H ₂ O	32.2209	1.9225e-3	1.0547e-5	-3.5940e-9
CO ₂	19.7819	7.338e-2	-5.5981e-5	1.7141e-8
O ₂	28.0871	-3.6777e-6	1.7447e-5	-1.0644e-8
N ₂	31.1289	-1.3556e-2	2.6777e-5	-1.1673e-8
SO ₂	23.8362	6.6944e-2	-4.9580e-5	1.3271e-8

3.3 Sección de recuperación de calor sensible

Para evaluar las dimensiones y los coeficientes de transferencia de calor del economizador en esta sección se utiliza la metodología planteada por Schweppe y Torrijos [6]. Este método se seleccionó debido a la gran similitud que tiene esta sección con la sección de convección de los calentadores a fuego directo.

El diagrama de flujo de la figura 11 esquematiza la secuencia de cálculo a seguir, y posteriormente se desplazan las ecuaciones empleadas.

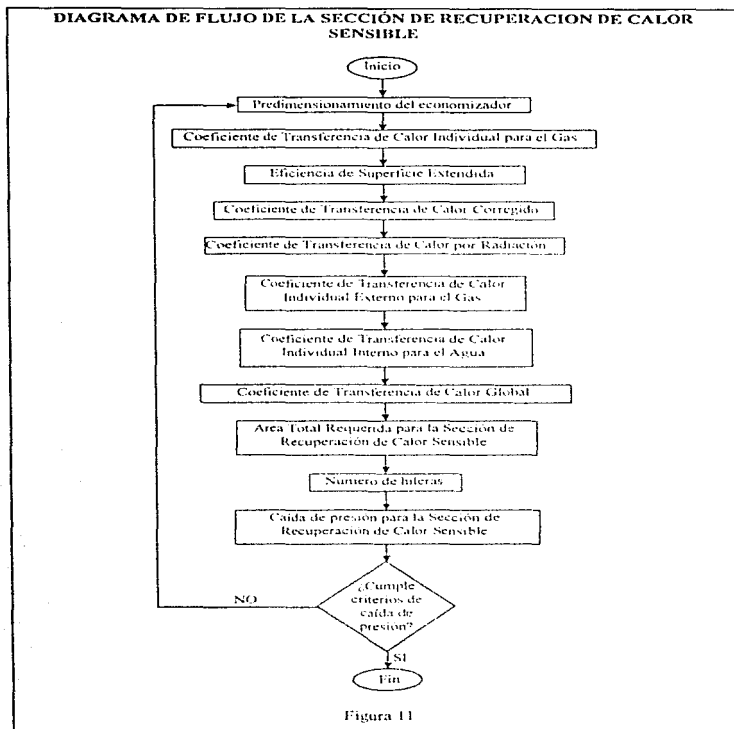
Para establecer las dimensiones preliminares como el ancho y largo del economizador se emplean las ecuaciones (26) y (27) y posteriormente se prosigue con la evaluación térmica.

$$\text{ancho} = Nt \cdot St = 3 \cdot d_{\text{nom}} \quad (26)$$

$$\text{largo} = 1.5 \cdot \text{ancho} \quad (27)$$

Se calcula la masa velocidad del gas y en función de esta y de la temperatura de película del gas se obtiene el coeficiente de transferencia de calor individual para el tubo liso.

$$h_{\text{ec}} = 1.3 \cdot \frac{T_{\text{pg}}^{0.78} \cdot G_{\text{g}}^{0.72}}{d_{\text{ext}}^{0.4}} \quad (28)$$



La eficiencia de la superficie extendida (aletas longitudinales) y el coeficiente de transferencia de calor mejorado se obtiene empleando las ecuaciones (29) y (30).

$$Ese = \frac{\tanh(ase \cdot DU)}{ase \cdot DU} \quad (29)$$

$$hfe = hce \cdot \frac{(Ese \cdot arse + artd)}{artd} \quad (30)$$

Aunque la transferencia de calor por radiación sea pequeña en comparación con la transferencia de calor por convección, debido al bajo nivel térmico del gas de combustión, se toma en cuenta su contribución utilizando la siguiente ecuación:

$$hrc = \sigma \cdot F_g F_g \cdot \frac{T_{gm}^4 + T_{te}^4}{T_{gm} + T_{te}} \quad (31)$$

Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor individual para el gas es:

$$h_u = hce + hrc \quad (32)$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor interno se utilizan la ecuación (33) propuesta por Sieder y Tate¹²³¹ y después se refiere al diámetro externo del tubo con la ecuación (34).

$$h_i = 0.027 \cdot \left(\frac{h_{u,d}}{d_{int}} \right) \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (33)$$

$$h_{u,e} = h_i \cdot \left(\frac{d_{int}}{d_{ext}} \right) \quad (34)$$

Despreciando el factor de resistencia ofrecido por la pared metálica del tubo y envolvente, el coeficiente de transferencia de calor global de diseño es:

$$Ud_{diseño} = \frac{1}{\frac{1}{h_u} + \frac{1}{h_{u,e}} + R_{dg} + R_{da}} \quad (35)$$

El área de transferencia de calor requerida para esta sección se obtiene utilizando la ecuación (36).

$$A_{SRCS} = \frac{q_{SRCS}}{DTE_{SRCS} \cdot U_{dSRCS}} \quad (36)$$

Para completar el predimensionamiento, se calcula el número de hileras de tubos y la altura de esta sección.

$$Nh_{SRCS} = \frac{A_{SRCS}}{artd} \quad (37)$$

$$alt_{SRCS} = 0.8660 \cdot Nh_{SRCS} \cdot St \quad (38)$$

3.4 Sección de recuperación de calor latente

Esta sección es la más importante del equipo porque es aquí donde el objetivo principal propuesto por esta tesis debe cumplirse.

Para este caso, la condensación del vapor de agua, independientemente si es como condensado ácido o no, se lleva a cabo en presencia de componentes incondensables del gas de combustión, tales como O_2 , N_2 , CO_2 , etc.

Si una mezcla de vapor y gas se enfría en operación de presión constante, la primera gota de condensado aparece a la temperatura de saturación del vapor correspondiente a su presión parcial en la mezcla.

El condensado fluye por toda la superficie fría y es envuelto por una mezcla gas-vapor en la cual la concentración del vapor es menor a la del flujo de gas de combustión. Debido a la diferencia entre la presión parcial del vapor en el gas y en la interfase, el vapor se difunde desde la corriente principal del gas a través de la envolvente gaseosa hasta la interfase con el condensado. El calor sensible y el calor latente liberado en esta parte, pasa a través de la película del condensado y la pared del tubo hasta llegar al fluido de enfriamiento. Además,

hay una diferencia de temperatura entre la corriente del gas y la película de condensado por la que el gas se enfría sensiblemente.

En la condensación de vapor en presencia de gases incondensables la cantidad de calor que se retira de la película de condensado debe ser igual a la cantidad que absorbe el fluido enfriante.

En este tipo de condensación el coeficiente de película y el de transferencia de calor total varían de punto a punto, siendo mayores donde el vapor está relativamente concentrado y menores donde la mayoría de vapor ha sido condensado. También el cambio de entalpía no es proporcional al cambio en temperatura. Por lo que relaciones simples no expresan la diferencia de temperatura promedio entre las corrientes gas-vapor y enfriante.

En 1934 Colburn y Hougen² propusieron un método de diseño para un condensador de tubos lisos y verticales, el cual involucra el cálculo de valores puntuales de $\frac{1}{UA\Delta t}$ y Q por intervalos de temperatura.

Sin embargo, este método no considera la posición de los tubos, ni la fuerza de gravedad de lo cual depende la forma de la película del condensado, ya que la velocidad de condensación además de estar limitada por la velocidad de difusión del vapor a través de la película del gas, depende del espesor de ésta; y este espesor es función de la velocidad de drenado, la cual se modifica por la desviación de la superficie de la posición vertical y de la viscosidad del condensado.

En la figura (12) se ilustra la forma que adquiere el condensado sobre tubos verticales y horizontales.

² Colburn, A.P., Hougen, O.A.
Ind. Eng. Chem., 26, 1178, (1934)

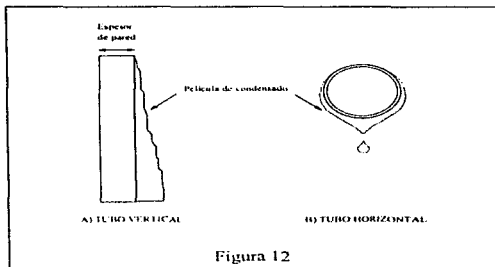


Figura 12

Se puede observar en la figura anterior por qué el coeficiente de condensación para un vapor condensante en una superficie vertical decrece de la parte superior a la base. Por analogía la transferencia de calor decrece de la misma forma, ya que a mayor espesor de condensado la resistencia es mayor.

Este método ha sido replanteado hasta llegar a la ecuación (39) con la cual se obtiene el coeficiente de transferencia de calor individual ^[26]:

$$h_{eg} = \frac{1}{\left[\frac{Qg}{Q_t} \right] + \left(\frac{1}{h_0} \right) + \left(\frac{1}{hc} \right)} \quad (39)$$

El coeficiente de transferencia de calor para la película de condensado (hc), involucrado en la expresión anterior, se evalúa con la ecuación (40):

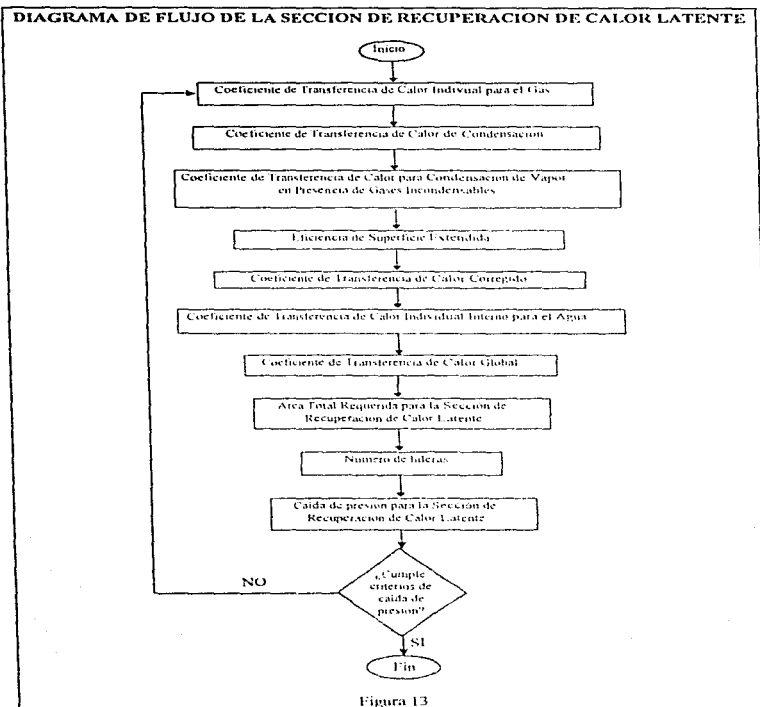
$$hc = 0.73 \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot \lambda \cdot k_l^3}{\mu_l \cdot \Delta T_{lm} \cdot d_{ext}} \right)^{1/4} \quad (40)$$

La secuencia de cálculo a seguir se representa con el diagrama de flujo de la figura 13.

Para calcular la transferencia de calor convectivo por el lado del gas en una tubería aletada sin tomar en cuenta la condensación del vapor de agua se utilizan las ecuaciones (28), (29) y (30), la transferencia de calor por radiación puede considerarse despreciable ya que el nivel térmico del gas de combustión, cuando circula por esta sección, es bajo. Después se obtiene el coeficiente individual para el gas mediante las ecuaciones (40) y (39); posteriormente se corrige por la eficiencia de la superficie extendida con utilizando las expresiones (29) y (30).

La transferencia de calor por el lado del agua se obtiene con las ecuaciones (33) y (34).

El coeficiente de transferencia de calor global así como el área requerida, el número de hileras de tubos y la altura de esta sección se obtienen mediante las ecuaciones (35), (36), (37) y (38).



3.5 Caída de presión

En la sección de recuperación de calor sensible la caída de presión a través del banco de tubos aletados se evalúa utilizando la expresión (41).

$$\Delta P = 0.50 \cdot \frac{f \cdot G_R \cdot L}{\rho_v \cdot D_w} \cdot \left(\frac{D_w}{Sf} \right)^{0.4} \quad (41)$$

Para la sección de recuperación de calor latente la caída de presión se calcula como si fuera un condensador parcial mediante la ecuación (42). Siendo ΔP la caída de presión de esta sección, considerando que los tubos tienen superficie extendida y que el gas de desecho no condensa, por lo que su cálculo se efectúa con la ecuación (41).

$$\Delta P_C = 0.5 \cdot \left[1 + \left(\frac{X_2}{v_1} \right) \right] \cdot \Delta P \quad (42)$$

La caída de presión dentro de tubos se evalúa con ecuación (43). Podría suceder que el espaciamiento de tubos en cada sección del economizador fuera diferente y en consecuencia se tendrían que adaptar cabezales para que el agua circule a través de todo el equipo; para este caso, la caída de presión se calcula para cada una de las secciones, tomando en cuenta que la longitud equivalente cambia de acuerdo al tipo de retorno utilizado.

$$\Delta p = 500 \cdot \frac{f \cdot L \cdot \rho \cdot v^2}{d} \quad (43)$$

Para verificar las dimensiones y la evaluación térmica del economizador, los resultados de las expresiones (41) y (42) se suman y se comparan con los establecidos en los criterios de diseño.

Si el valor de la caída de presión dentro y fuera del banco de tubos no se encuentra en los intervalos establecidos por los criterios de diseño es necesario efectuar ajustes en el dimensionamiento del equipo, es decir, las dimensiones preliminares se modificarán de tal forma para que los resultados obtenidos en la nueva evaluación térmica e hidráulica caigan dentro de los parámetros de diseño.

Adicionalmente el diseñador debe verificar que el equipo impulsor de los fluidos tenga la capacidad tal que permita pequeñas desviación de caída de presión.

3.6 Programa de computadora

Los algoritmos descritos anteriormente se utilizaron para codificar en lenguaje C++ un programa de computadora llamado EC-1.

EC-1 está estructurado básicamente en cuatro funciones independientes correspondientes a cada una de las secciones en que se ha presentado el algoritmo.

La primera función realiza el balance de materia y propone como resultado los siguientes datos:

- ❖ Flujo y composición del gas de combustión en las corrientes de entrada y salida
- ❖ Temperatura de rocío del vapor de agua
- ❖ Cantidad de vapor de agua condensado

La segunda función efectúa el balance de energía en donde se genera la siguiente información:

Energía contenida dentro del gas de combustión en las corrientes de entrada y salida

- ❖ Calor residual recuperado en cada sección del economizador
- ❖ La temperatura de salida del agua que circula dentro de tubos.

La transferencia de calor en la sección sensible es evaluada en la tercera función y en ella se calcula:

- ❖ Coeficientes de transferencia individuales
- ❖ Coeficiente de transferencia global
- ❖ Área total de transferencia de calor requerida
- ❖ Número de hileras de tubos
- ❖ Caída de presión

La transferencia de calor en la sección de condensación se evalúa en la cuarta función, los datos que se obtienen son similares a los de la función anterior.

El listado de las funciones se encuentra anexo al final de este trabajo.

4. ANALISIS ECONOMICO

En nuestros días el uso eficiente de la energía, no sólo es un factor decisivo en la productividad de una empresa industrial, sino que también es un buen medio para reducir la contaminación; de esta manera, productividad y ecología han modificado las normas y prácticas de ingeniería, los criterios y filosofía de diseño, que ahora impulsan hacia un consumo racional de la energía.

En este contexto, en el capítulo 2, se ha establecido que, aunque existen en el mercado una amplia diversidad de recuperadores de energía residual de los gases de combustión, aún es posible aumentar esta recuperación energética, considerando criterios de diseño que hasta ahora limitaban el grado máximo de aprovechamiento de la energía.

Uno de los criterios de diseño más importantes en la configuración de un recuperador de energía es considerar la temperatura de rocío del gas de combustión más un pequeño gradiente para definir la máxima cantidad de calor técnico y económicamente recuperable, pero ahora es posible maximizar el aprovechamiento de la energía en equipos de combustión mediante un economizador condensante, cuya factibilidad técnica ha sido tratada en los capítulos 2 y 3.

No obstante las aparentes ventajas de productividad y preservación del medio ambiente que la instalación de un economizador condensante puede traer consigo, es indispensable efectuar un análisis de factibilidad económica, de tal manera que proporcione la información suficiente para decidir su instalación o no en una planta industrial.

Un análisis de factibilidad es un estudio de viabilidad técnica y económica que proporciona los elementos de juicio suficientes para determinar si un proyecto es conveniente o no, constituyendo un auxilio valioso en la planeación de asignación de recursos.

En este capítulo se describen brevemente los conceptos y métodos económicos necesarios para estimar la conveniencia económica de este equipo.

4.1 Inversión de capital

Antes de que una planta industrial sea puesta en operación se requiere de una gran cantidad de dinero para adquirir e instalar la maquinaria y el equipo de producción, así como los controles y servicios necesarios para su funcionamiento.

La inversión de capital total es la suma de la inversión del capital fijo más el capital de trabajo.

La inversión de capital fijo representa a todos aquellos costos que están relacionados con el proceso de producción, es decir, comprende el conjunto de bienes que no son motivo de transacciones corrientes por parte de la empresa. Se subdivide en inversión de capital tangible e intangible.

La inversión de capital fijo tangible son todos aquellos costos de bienes que se involucran directamente con la producción, como por ejemplo, la maquinaria y equipo, instrumentación, aislamiento para equipos y tuberías, etc.

La inversión de capital fijo intangible son todos aquellos costos que no están directamente relacionados con el proceso de operación, por ejemplo, laboratorios, la investigación, las patentes, el transporte, etc.

El capital de trabajo para una planta industrial consiste de la cantidad total de dinero invertido en materias primas y su transportación, productos terminados, cuentas por cobrar, gastos de operación tales como salarios, sueldos, etc., cuentas por pagar e impuestos.

4.2 Estimación de la inversión de capital

La estimación de la inversión puede tener diversos grados de aproximación respecto a la realidad, desde estimaciones basadas en información mínima (tamaño de la planta o sistema, naturaleza del proceso), hasta una estimación precisa fundamentada en ingeniería de detalle con planos y especificaciones de equipo e instalaciones.

Existen niveles intermedios de aproximación dependiendo del grado de avance de la ingeniería de proyecto como se señala en la tabla siguiente

No.	Nombre	Aproximación	Descripción
1	Orden de magnitud	± 30%	Basada en monto de inversiones similares anteriores.
2	Factores desglosados	± 30%	Basada en el costo de equipo principal.
3	Preliminar	± 15%	Cotizaciones y presupuestos preliminares.
4	Definitiva	± 10%	Basada en dibujos y especificaciones para cotización.
5	Detallada	+ 5%	Basada en ingeniería de proyecto terminada con dibujos y especificaciones aprobadas para construcción.

4.3 Amortización y Depreciación

De acuerdo al "Bureau of Internal Revenue Code" depreciación está definida como un período razonable para el agotamiento o desgaste de la propiedad usada en la empresa o industria, incluyendo una tolerancia razonable para obsolescencia.¹³²

Los términos amortización y depreciación son equivalentes, pero se aplican en diferentes términos. La amortización generalmente es asociada con un período definido de distribución de costos (bienes intangibles), mientras que la depreciación generalmente trata con un período estimado sobre el cual los costos del bien o propiedad son distribuidos (bienes tangibles, excepto el terreno).

Estos términos tienen significado en conceptos contables, para reducir impuestos.

4.4 Estimación de ingresos y egresos

a) Estimación de ingresos

Usualmente, los ingresos de un proyecto de inversión, están constituidos por el volumen de ventas multiplicado por el precio de los productos, pero en el caso de un proyecto para la instalación de un sistema de recuperación de energía, los ingresos están constituidos por los

recursos que se dejan de erogar, los cuales son cuantificados por el producto del volumen de energético ahorrado y su precio.

b) Estimación de egresos

El presupuesto de egresos está constituido por costos fijos, cuyo monto no depende de la operación de la planta tales como: gastos administrativos, iluminación, seguros, depreciación, etc. y los costos variables que sí dependen de la operación tales como: mantenimiento, mano de obra de operación, materias primas, servicios auxiliares, regalías, etc.

Para el caso de un sistema de recuperación de energía que se adiciona a un equipo de combustión existente, los costos fijos se limitan a la depreciación del equipo y los costos variables se reducen al consumo de energía eléctrica adicional requerida para impulsar los fluidos de trabajo a través del recuperador de energía y demás componentes del sistema.

4.5 Tipos de Interés

En ingeniería, el interés se define como la compensación pagada por el uso de capital prestado.

4.5.1 Interés simple

La cantidad de capital sobre la cual es pagado un interés se llama "principal" y la tasa de interés es definida como la cantidad ganada por unidad de principal en una unidad de tiempo que normalmente es un año.

Si "P" representa el principal, "n" el número de unidades de tiempo o periodos de interés, e "i" la tasa de interés a lo largo del periodo, la cantidad de interés simple "I" durante n periodos está definida por:

$$I = P \cdot i \cdot n \quad (44)$$

El principal debe ser reinvertido, por lo que la cantidad total "S" es la suma del principal más el interés generado después de n periodos (45).

$$S = P + I = P \cdot (1 + i \cdot n) \quad (45)$$

4.5.2 Interés compuesto

El interés obtenido del principal, como todo capital negociable, tiene un valor en el tiempo y si el interés es pagado al final de cada unidad de tiempo, el propietario puede volver a colocar este interés junto con el principal para obtener rendimientos adicionales.

El interés compuesto toma en cuenta este factor, estipulando que el interés es pagado regularmente al final de cada periodo. Si este pago no es hecho, la cantidad debida es adicionada al principal, sobre el cual se paga interés en la siguiente unidad de tiempo.

Por lo tanto, la cantidad total de principal más el interés compuesto pagado después de n periodos está designado por la S en la expresión (46).

$$S = P \cdot (1 + i)^n \quad (46)$$

4.6 Tasa de rendimiento mínima esperada (TREMA)

Es la tasa de descuento con la que se evalúa el proyecto, es definida por la empresa y debe ser mayor a la tasa de rendimiento que generaría cualquier otro proyecto de inversión alternativo.

4.7 Valor Presente

El valor presente de un principal puede ser definido como el equivalente de dinero evaluado en el momento presente o periodo cero de su inversión.

Esta cantidad de dinero equivalente se calcula utilizando la ecuación (47) en donde S representa la cantidad de dinero disponible después de n periodos, i la tasa de interés y n el número de periodos.

$$P^* = S \cdot \frac{1}{(1+i)^n} \quad (47)$$

4.8 Series uniformes

Una serie uniforme es un conjunto de pagos iguales que se efectúan en intervalos de tiempo iguales. El interés es pagado como la suma acumulada de todas las cantidades y está calculado al fin de cada periodo.

La cantidad de una serie uniforme es la suma de todos los pagos más el interés acumulado a una tasa de interés determinada desde el tiempo en que se efectúa el primer pago hasta el término de la serie.

Si R representa los pagos periódicos uniformes, i la tasa de interés y n el número de periodos, la serie uniforme se calcula con la ecuación (48).

$$S = R \cdot \frac{(1+i)^n - 1}{i} \quad (48)$$

El intervalo de tiempo que se manejará en este proyecto de recuperación de energía es de un año (anualidad).

4.9 Métodos matemáticos para el análisis de factibilidad económica

El objetivo principal de un análisis de factibilidad económica es proporcionar una medida de comparación de un proyecto, para compararlo con otras opciones posibles, lo que hace muy importante la definición del objetivo del análisis económico antes de seleccionar la base de referencia.

El valor presente neto, la tasa interna de retorno, la relación beneficio-costos y el periodo de recuperación de la inversión, son métodos usados comúnmente en la evaluación económica de proyectos por su facilidad de aplicación.

4.9.1 Tasa interna de retorno (TIR)

En estudios de ingeniería económica, la tasa interna de retorno (TIR) de una inversión es expresada ordinariamente en forma anual.

Este método calcula la tasa de recuperación que genera el proyecto de inversión, para la cual el total de beneficios descontados es exactamente igual a los costos totales descontados; es decir, la tasa de interés a la cual el valor presente neto es cero corresponde a la tasa interna de retorno. La evaluación de la tasa interna de retorno implica un proceso iterativo, en donde el flujo de efectivo se calcula para varias tasas de descuento hasta que el resultado de la ecuación (49) se reduce a cero.

$$- \text{INVERSION INICIAL} + \sum_{t=1}^n \frac{\text{FLUJO DE EFECTIVO}}{(1 + \text{TIR})^t} = 0 \quad (49)$$

Si la tasa interna de retorno (TIR) es mayor o igual a TREMA entonces el proyecto es atractivo.

4.9.2 Valor Presente Neto (VPN)

Este método consiste en determinar la equivalencia, en el tiempo cero ó inicio del proyecto, de los flujos de efectivo futuros que se generan y comparar esta equivalencia con la inversión inicial.

La expresión (50) define el valor presente neto.

$$\text{VPN} = -\text{VP}_{\text{INVERSION}} + \text{VP}_{\text{BENEFICIOS}} \quad (50)$$

4.9.3 Relación Beneficio Costo (RBC)

Es la proporción en la que los beneficios superan o son superados por los costos (en valor presente ambos); es decir, considerando el valor del dinero a través del tiempo.

$$RBC = \frac{\text{VALOR PRESENTE DE BENEFICIOS}}{\text{VALOR PRESENTE DE COSTOS}} \quad (51)$$

4.9.4 Período de Recuperación (PR)

Este método consiste en medir el tiempo que tarda un inversionista para recuperar, mediante los ingresos (en moneda constante) que produce el proyecto, la inversión inicial. Se calcula con la siguiente ecuación:

$$PR = \frac{\text{INVERSION INICIAL}}{\text{FLUJO DE EFECTIVO ANUAL PROMEDIO}} \quad (52)$$

El criterio de aceptación del proyecto lo establece el inversionista, definiendo el período máximo en que debe recuperarse la inversión.

5. CASO DE ESTUDIO

En este capítulo se analiza la oportunidad de ahorrar energía en una caldera de tubos de humo, mediante la implementación de un economizador condensante.

La evaluación de la factibilidad técnica para este recuperador de energía residual se realiza de acuerdo al algoritmo propuesto en el capítulo 3, utilizando el programa EC²-1, y con los conceptos mencionados en el capítulo 2. La evaluación económica considera los conceptos mencionados en el capítulo 4.

Se estudia una caldera de una compañía X que trabaja las 24 horas con tres turnos al día por 54 semanas descartando sábados y domingos, y cuyas instalaciones se encuentran en Pachuca, Hgo.

5.1 Bases de Diseño

Condiciones climatológicas del lugar

Presión atmosférica	76.53 Pa
Temperatura ambiente	20 °C
Humedad relativa	40%

Especificaciones de diseño de la caldera

Tipo	Tubos de humo
Evaporación equivalente	3.6 t/h
Carga Térmica	2.25 MW
Presión de trabajo máxima	980.4 kPa
Presión de trabajo normal	686.4 kPa
Temperatura de vapor	Saturado
Temperatura de agua de alimentación	20 °C
Combustible	Gas natural
Eficiencia	0.75 (Base PCS) 0.83 (Base PCT)
Tiro	Forzado

Características del combustible (gas natural)

Propiedades físicas

Peso molecular	18.29 g/gmol
Densidad @ $1.01 \cdot 10^5$ Pa, 15.5 °C	0.773 kg/m ³

Propiedades fisicoquímicas

PCI	36657 kJ/m ³
PCS	40568 kJ/m ³

Composición

Componente	% en mol
CO ₂	0.02
CH ₄	84.60
C ₂ H ₆	11.92
C ₃ H ₈	0.78
n C ₄ H ₁₀	0.07
i C ₄ H ₁₀	0.03
O ₂	0.05
N ₂	2.51
n C ₅ H ₁₂	0.01
i C ₅ H ₁₂	0.01

Normas y Códigos utilizados

NOM-009-ENER-1995. Eficiencia energética en aislamientos térmicos industriales

NOM-078-SCFI-1994. Eficiencia térmica de calderas paquete.

5.2 Diseño térmico del economizador condensante

5.2.1 Balance de materia y energía

Para efectuar estos balances se parte de la suposición en la que el gas combustible contiene un porcentaje despreciable de azufre de tal forma que la formación de vapores y condensados de H_2SO_4 no existe.

Flujo del gas de combustión	1.1362 kg/s
Temperatura inicial del gas de combustión	319 °C
Presión de operación en el economizador	atmosférica

Composición del gas de combustión (15% de exceso de aire)	
Componente	% mol
H ₂ O	0.1740
CO ₂	0.0850
O ₂	0.0250
N ₂	0.7160
S	0.0

Flujo de agua	1.04 kg/s
Temperatura inicial del agua	20 °C
Presión de operación en el economizador	La requerida

Fijando una temperatura de salida del gas de combustión en 45 °C se obtienen los siguientes resultados:

Para el balance de materia:

Temperatura de saturación del H ₂ O vapor	51.56 °C
Flujo de vapor condensado	0.0410 kg/s
Flujo de vapor no condensado	0.0874 kg/s
Flujo final del gas de combustión	1.0952 kg/s

Para el balance de energía:

Calor liberado en la S.R.C.S.	347.112.50 J/s
-------------------------------	----------------

Calor liberado por el gas seco	6685 J/s
Calor liberado por el vapor no condensado en la S.R.C.L.	1077 J/s
Calor sensible liberado por el vapor condensado en la S.R.C.L.	505.4 J/s
Calor latente liberado en la S.R.C.L.	101072 J/s

CALOR TOTAL LIBERADO	456452 J/s
----------------------	------------

Temperatura final del agua	125 °C
----------------------------	--------

Composición final del gas de combustión	
Componente	% mol
H ₂ O	0.1254
CO ₂	0.0900
O ₂	0.0265
N ₂	0.7581
S	0.0

5.2.2 Evaluación térmica del economizador condensante

Para las dos secciones de recuperación de calor se propone un arreglo triangular de 18 tubos por hilera, con diámetro de 25.4 mm, espaciamiento centro a centro de tubos de dos veces y medio el diámetro nominal, aletas longitudinales y retornos de 180° con radio corto.

Las características de las aletas son: 13 mm de altura, 1 mm de espesor y una densidad de 197 aletas por metro.

En base a estas especificaciones se calcula un ancho de coraza de 1.22 m y una longitud de 1.83 m.

A continuación se presentan los coeficientes y el áreas de transferencia de calor calculados para cada sección del economizador.

Sección	Coefficiente (W/m ² °C)	Recuperación de calor sensible	Recuperación de calor latente
ho		226.28	9.46
hcg (*)		-----	122.63
hio		6839.26	3580.02
Ud		148.33	73.83
A		42.50	21.84

(*) Este coeficiente se corrige con la eficiencia de la superficie extendida, obteniéndose un valor de 788.25 W/m² °C

En función del área de transferencia de calor de cada sección de recuperación de calor residual se calcula el número de hileras y la altura de cada una de ellas.

	Sección de Recuperación de Calor Sensible	Sección de Recuperación de Calor Latente
Número de hileras	12	6
Altura (m)	0.6599	0.3299

5.2.3 Caída de presión

La caída de presión del agua que circula a través de los tubos se calcula únicamente para el trayecto que recorre dentro del economizador, ya que la bomba de suministro debe proporcionar la presión suficiente para que el agua llegue a la caldera.

Sección	Caída de presión (Pa)
Sección de Recuperación de Calor Sensible	33.53
Sección de Recuperación de Calor Latente	9.32
Tubos	40*10 ³

Como puede observarse, los valores obtenidos para la caída de presión de los fluidos de trabajo no exceden a los establecidos en los criterios de diseño; por lo tanto las dimensiones calculadas para el economizador se consideran como las definitivas.

5.2.4 Esquema del economizador condensante

El esquema propuesto del economizador se visualiza en la figura 14.

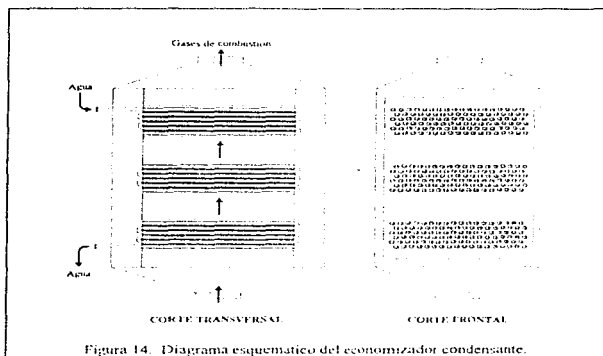
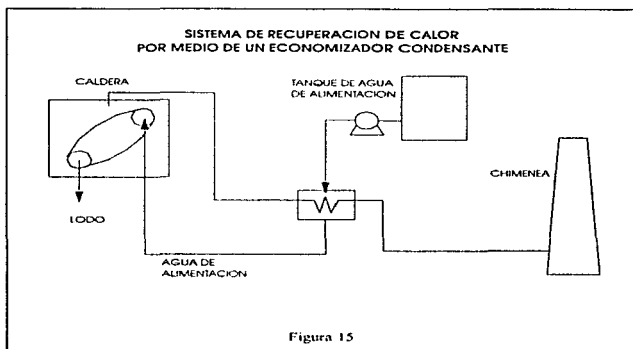


Figura 14. Diagrama esquemático del economizador condensante.

El esquema propuesto del sistema integral con economizador se visualiza en la figura 15.



5.2.5 Evaluación de la energía recuperada

La cantidad de calor perdido por el gas de combustión (%Q_{pg}), con respecto al calor total liberado, se calcula con la ecuación (53).

$$\%Q_{pg} = \frac{F_{gc} \cdot y \cdot \int C_p \cdot dT}{Q_l} \cdot 100 \quad (53)$$

La eficiencia del sistema generador de vapor se obtiene mediante la expresión (54), estableciendo que el 2% del calor liberado se pierde a través de las paredes de la caldera (%Q_{pp}).

$$\eta = 100 - \%Q_{pg} - \%Q_{pp} \quad (54)$$

De acuerdo con el balance de materia y energía, se condensan 0.0410 kg/s de vapor de agua, cantidad equivalente al 32% de la humedad inicial (0.1284 kg/s), contenida en el gas de combustión generado por la caldera. Esta cantidad de agua condensada el 22% de la carga total del economizador (456.45 kJ/s).

Al recuperar el calor de condensación del vapor de agua la eficiencia del sistema aumenta, disminuyendo el porcentaje de pérdidas en el gas de combustión. La siguiente tabla comparativa muestra los valores de %Q_{pg} y η antes y después de la instalación del economizador a la caldera.

Sistema	Temperatura de salida del gas de combustión (°C)	%Q _{pg}	% η (Base PCS)
Caldera sin economizador	319.25	23.58	74.42
Caldera con economizador condensante	45	11.95	86.05

Por lo tanto, la condensación del 32% de vapor de agua contenida en el gas de combustión aumenta la eficiencia del sistema en 11.63 puntos porcentuales.

5.2.6 Estudio económico

Las bases necesarias para efectuar el estudio son la capacidad térmica del economizador (0.27 MW), el material de la coraza y tubos (acero inoxidable 316 L) y la instrumentación requerida (4 termómetros y 4 manómetros), considerando una vida útil de 10 años.

El material de este equipo recuperador de energía residual se seleccionó por cumplir con los parámetros mencionados en el capítulo 2, necesarios para soportar el medio agresivo de operación y porque su costo en el mercado no es elevado.

Inversión

El precio del economizador se estima en 24,000 USD. Este dato fue proporcionado por un fabricante a partir de la hoja de datos de dicho equipo

Este precio fue obtenido de una cotización de fabricante a partir de la hoja de datos del economizador condensante incluyendo instrumentación en el equipo (termómetros y manómetros).

La inversión total se estima de acuerdo con el siguiente desglose:

Equipo	24,000 USD
Traslado y Montaje	4,000 USD
Ingeniería	5,000 USD
TOTAL	33,000 USD

Ingresos

El monto de los ingresos, que se obtienen con la instalación de este economizador, se estima a partir de la cantidad de combustible ahorrado.

La cantidad de gas combustible que consume la caldera sin el economizador es de 0.0573 kg/s, y con la implementación del economizador 0.0495 kg/s, por lo que se ahorran 0.0078 kg/s de combustible.

Tomando en cuenta una operación continua de 6480 horas al año y que el precio del gas combustible es de 0.061 USD/m³, se ahorran 14,359 USD al año (utilidad bruta).

Egresos

La potencia eléctrica adicional requerida por la bomba, para impulsar el agua hasta el economizador, y la consumida por los instrumentos de control se considera despreciable porque el agua de alimentación sólo va ser desviada al economizador antes de entrar a la caldera.

Además no se requiere personal adicional ni supervisión para que el economizador funcione.

Tasa de recuperación mínima atractiva (TREMA)

La tasa de descuento o de interés utilizada para este estudio es del 10 %.

Evaluación del proyecto por el método de tasa interna de retorno (TIR)

La inversión total que se realiza para instalar el economizador es de 33,000 USD y las ganancias antes de impuestos que se generan cada año son de 14,359 USD en dinero constante de 1996. La tasa interna de retorno se calcula iterando la ecuación (49), obteniéndose una tasa de 42%. Este porcentaje indica que se recupera la inversión inicial, el 10% de interés y adicionalmente 32 puntos porcentuales de rendimiento.

Evaluación del proyecto por el método de valor presente neto (VPN)

Para aplicar la ecuación (50) se toma como base el año en que se realiza la inversión inicial, calculándose un VPN de 55,230 USD que representa el monto de ganancias adicionales (en moneda del año cero) a la inversión original y al 10% de TREMA esperada.

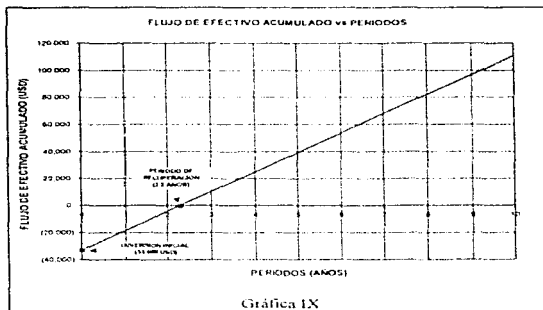
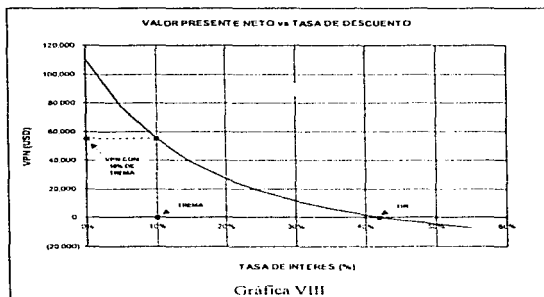
Evaluación del proyecto por la relación Beneficio Costo

Utilizando la ecuación (51) se obtiene una razón de 2.7, que significa que el proyecto genera 2.7 veces la inversión inicial en moneda del año cero (1996).

Evaluación del proyecto por el método de periodo de recuperación (PR)

Para evaluar el proyecto por este método se establece que la empresa X considera como proyectos de inversión, a corto plazo, a aquellos que su periodo de recuperación se encuentre entre el primer y tercer año de iniciado el proyecto. Entonces con la ecuación (52) resulta un periodo de recuperación de 2.3 años, es decir, la inversión inicial requerida para realizar este proyecto se recupera al final de este tiempo, el cual equivale aproximadamente el 25% de la vida útil del economizador, por lo que se espera que en el periodo restante se obtengan sólo ganancias.

En las gráficas VIII y IX podemos observar los resultados del estudio económico señalados anteriormente.



6. CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados obtenidos en el caso de estudio se concluyen los siguientes puntos:

1. La implementación de un economizador condensante, reduce aproximadamente 12 puntos porcentuales las pérdidas de calor a través del gas de combustión residual, (de 23.58 a 11.95%) elevando en la misma proporción la eficiencia del sistema (del 74.42% a 86.05%) al condensar el 32% de la humedad inicial del gas residual que entra al economizador.
2. La utilización de un economizador condensante disminuye la cantidad de gas combustible consumido por la caldera, produciendo la misma cantidad de vapor y aumentando así la eficiencia del sistema; consecuentemente, las emisiones de gas residual se reducen en aproximadamente 1,200 toneladas por año (conforme a lo señalado en el estudio al que se hace referencia el punto 1.6); respecto a lo anterior, es apropiado señalar que la preservación del medio ambiente se fomenta con la aplicación de estas medidas.
3. Mediante la aplicación de los criterios de diseño y metodología de evaluación térmica propuestos en este trabajo se han obtenido resultados satisfactorios, lo que consolida la factibilidad técnica de implementar un economizador condensante.
4. La instalación de un economizador condensante, cuya inversión inicial de 33,000 USD, es económicamente conveniente de acuerdo a los siguientes resultados:
 - ✱ El periodo de recuperación de la inversión inicial es de 2.3 años que resulta muy atractivo al compararlo con el tiempo de vida útil (10 años) del equipo.
 - ✱ La tasa interna del proyecto se estima en un 42% que es tres veces mayor a la tasa de rendimiento esperada por el inversionista (10%).
 - ✱ La relación beneficio-costo es de 2.7 lo que representa que la utilidad del proyecto será de casi tres veces el monto de la inversión.
 - ✱ El valor presente neto del proyecto reporta una ganancia de 55,230 USD evaluados a precio constante al momento de efectuar la inversión.

5. El creciente costo de la energía y la necesidad de reducir el impacto ambiental de su uso, han originado la aparición de recuperadores de energía de bajo nivel térmico de tipo condensante.
6. Para establecer una metodología para el diseño de este tipo de recuperadores de energía ha sido necesario reevaluar algunos criterios heurísticos en el área de transferencia de calor y de aprovechamiento de la energía. Uno de ellos es evitar la condensación de gases ácidos dentro de los equipos de recuperación de calor.
7. Lo anterior nos lleva a inferir que el ingeniero químico debe tener una participación cada vez más dinámica en la actualización de criterios de diseño que faciliten la generación de nuevas tecnologías y la innovación de las existentes para la preservación de los recursos energéticos y mejoramiento del medio ambiente.

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

Simbología

SIMBOLOGIA

VARIABLE	DESCRIPCION	UNIDADES
A	Area de transferencia de calor requerida	(m ²)
alt	Altura de sección del economizador	(m)
ancho	Ancho de la coraza del economizador	(m)
arse	Area total de aleta	(m ²)
artd	Area total de tubos lisos	(m ²)
ase	Altura de superficie extendida	(m)
Cp _{g,s}	Capacidad calorífica de gases de combustión no condensables	(kJ/kgmol K)
Cp _l	Capacidad calorífica de cada componente del gas	(kJ/kgmol K)
Cp _{vapor} / Cp _{l,H₂O}	Capacidad calorífica del agua vapor / agua condensada	(kJ/kgmol K)
d	Diámetro interno de tubo	(mm)
dext	Diámetro externo de tubo	(m)
dint	Diámetro interno de tubo	(m)
dnom	Diámetro nominal del tubo	(m)
DTE	Diferencia de temperatura logarítmica	(°C)
Dv	Diámetro hidráulico volumétrico	(m)
E	Flujo energético disponible en el gas de combustión	(J/s)
EgTg	Emissividad del gas de combustión	(adimensional)
Ese	Eficiencia de la superficie extendida	(adimensional)
f	Factor de fricción	(adimensional)
Fa	Flujo de agua dentro de tubos	(kg/s)
F _{g,s}	Flujo de gas seco o	(kg/s)
Fgc	Flujo de gas de combustión	(kg/s)
Fgm	Flujo molar de gas de combustión	(gmol/s)
Fm _{g,s}	Flujo molar del gas de combustión seco	(kgmol/s)
Fm _l	Flujo molar por componente del gas de combustión	(kgmol/s)
Fm _{vapor}	Flujo molar del vapor de agua	(kgmol/s)
F _{vapor}	Flujo de vapor de agua en el gas de combustión	(kg/s)
F _{vapor cond}	Flujo de vapor de agua condensado	(kg/s)
g	Constante gravitacional	(m/s ²)
Gg	Masa velocidad del gas	(kg/s m ²)
H	Humedad del gas de combustión	(kgH ₂ O/kg _g)
h _l	Coefficiente de transferencia de calor individual externo	(W/m ² K)
hc	Coefficiente de transferencia de calor para la película de condensado	(W/m ² K)
hcc	Coefficiente de transferencia de calor convectivo	(W/m ² K)

VARIABLE	DESCRIPCION	UNIDADES
h _g	Coefficiente de transferencia de calor para la condensación de vapor en presencia de gases no condensables	(W/m ² K)
h _{fe}	Coefficiente de transferencia de calor mejorado por la superficie extendida	(W/m ² K)
h _i	Coefficiente de transferencia de calor individual interno	(W/m ² K)
h _o	Coefficiente de transferencia de calor individual interno referido al diámetro externo del tubo	(W/m ² K)
h _{rc}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación	(W/m ² K)
k _{liq(O2)}	Conductividad térmica del agua líquida / condensada	(W/m K)
k _{se}	Conductividad térmica de la superficie extendida	(W/m K)
L	Longitud de la trayectoria de flujo a través del banco de tubo	(m)
largo	Largo de la coraza del economizador	(m)
L _t	Longitud total de tubería	(m)
Nh	Número de hileras	(adimensional)
Nt	Número de tubos por hilera	(adimensional)
PM _{g s}	Peso molecular del gas seco	(kg/kgmol)
PM _{vapor}	Peso molecular del vapor de agua en el gas	(kg/kgmol)
Pr	Número de Prandtl	(adimensional)
Pt	Presión de operación del gas de combustión en el economizador	(Pa)
P _{vapor}	Presión parcial del vapor de agua	(Pa)
P _{v(H₂O)}	Presión de vapor del agua	(Pa)
q	Calor sensible liberado en cada sección del economizador	(J/s)
Q _g	Calor sensible para el enfriamiento de los gases no condensables	(J/s)
Q _{g s}	Calor sensible liberado por el gas de combustión seco	(J/s)
Q _t	Calor total liberado por el gas de combustión en la sección de condensación	(J/s)
Q _{vapor}	Calor sensible liberado por el vapor de agua condensado	(J/s)
Q _{vapor no condens}	Calor sensible liberado por el vapor de agua no condensado	(J/s)
R _{da}	Factor de incrustación para el agua	(m ² K / W)
R _{dg}	Factor de incrustación para el gas	(m ² K / W)
Re	Número de Reynolds	(adimensional)
St	Espaciamiento de centro a centro de tubo	(m)
T	Temperatura del gas de combustión	(°C)
ta	Temperatura del agua dentro de tubos	(°C)
T _{gm}	Temperatura promedio del gas de combustión	(°C)
T _{pge}	Temperatura de la película del gas sobre el tubo	(°C)

VARIABLE	DESCRIPCION	UNIDADES
T_r	Temperatura de referencia	(°C)
T_{sat}	Temperatura de condensación del vapor de agua	(°C)
T_{tc}	Temperatura de la superficie del tubo	(°C)
U_d	Coefficiente global de transferencia de calor	(W/m ² K)
v	Velocidad del vapor de agua en el gas de combustión	(m/s)
v_w	Velocidad del agua dentro de tubos	(m/s)
y_i	Fracción mol de cada componente del gas de combustión	adimensional

Letras griegas

λ	Calor latente de condensación del vapor de agua	(kJ/kg)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (5.67e-8)	(J/s m ² K ⁴)
ρ_a	Densidad del agua que circula dentro de los tubos	(kg/m ³)
ρ_g	Densidad del gas de combustión	(kg/m ³)
ρ_c	Densidad del vapor condensado	(kg/m ³)
μ	Viscosidad del agua dentro de tubos	(Pa s)
ΔP	Caída de presión del gas de combustión	(Pa)
ΔP_c	Caída de presión para vapor condensado en presencia de gases no condensables	(Pa)
Δp	Caída de presión dentro de tubos	(Pa)
ΔT_{sat}	Diferencia de temperatura entre la saturación del vapor y la de la pared del tubo	(°C)

Subíndices

- S.R.C.L. Sección de recuperación de calor latente
 S.R.C.S. Sección de recuperación de calor sensible
 1 Condiciones de entrada al equipo
 2 Condiciones a la salida del equipo

ANEXO 1
CODIFICACION DEL PROGRAMA FUENTE: EC-1

**CODIFICACION DEL PROGRAMA FUENTE
PARA EL DISEÑO DEL ECONOMIZADOR CONDENSANTE (EC-1)**

PRIMERA Y SEGUNDA FUNCION : BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA

```

#include "math.h"
#include "stdio.h"
#include "conio.h"

float Fgi,Tgi,TgI,Pgt,yg[6],Fa,ta,taf,Fpm,Fgs,Fgf,TROCIO,PMi,PMf,Pv,H2O;
float Qsens,Qi,ygfl[6],Tr,Tprom,LAMDAprom,Vaporcond;
float Vaporincond,FmH2O,FmCO2,FmO2,FmN2,FmSO2,t2,pv1,Q1,Q2,t2e;
float qH2Ocond,qH2Oincond,qCO2,qO2,qN2,qSO2,qH2Oconds;
char control,R1[20];

float PUNTOCOND(void);
float QSENSM(float ti, float tf);
float QSENSIBLE(float ti, float tf);
float QSENSF(float ti, float tf);
float CALORTOTAL(void);
float PVAPORH2O(float t);
float HUMEDAD(void);

void main() {
    float SUMA,ts,dt,taprom,tera,TRF;
    int i,finaliza;
    char elegir;

    FmH2O = 0,FmCO2 = 0,FmO2 = 0,FmN2 = 0,FmSO2=0;

    clrscr();

    gotoxy(25,2); printf("BALANCE DE MATERIA");
    /*Introduccion de datos*/
    printf("mas:GAS DE COMBUSTION");
    printf("mas:Flujo (kg/h): "); scanf("%d",&Fgi);
    printf("Temp. inicial (oC) "); scanf("%d",&Tgi);
    printf("Presion inicial (atm) "); scanf("%d",&Pgt);
    printf("Composicion del gas (fraccion mol) ");

    gotoxy(45,9); printf("H2O: ");
    gotoxy(45,10); printf("CO2: ");
    gotoxy(45,11); printf("O2: ");
    gotoxy(45,12); printf("N2: ");
    gotoxy(45,13); printf("SO2: ");

    SUMA=0;

    do{
        for(i = 1; i <= 6; i++) gotoxy(55,(i+8)); clrscr();
            scanf("%d",&yg[i]);
            SUMA=SUMA+yg[i];
        }
        while(SUMA<0.9999 || SUMA>1) SUMA=0;

```

```

        textcolor(GREEN | BLINK);
        gotoxy(35,15);
        cprintf("La suma de las fracciones no es igual 1");
        getch();
        gotoxy(35,15); clrscr();textmode(LASTMODE);
    } while(SUMA<0.9999 | SUMA>1);
}

PMi=yg[i][1]*18+yg[i][2]*44+yg[i][3]*32+yg[i][4]*28+yg[i][5]*64; /*kg/kgmol*/
Fgm=Fgi/PMi;

FmH2O=yg[i][1]*Fgm;
FmCO2=yg[i][2]*Fgm;
FmO2=yg[i][3]*Fgm;
FmN2=yg[i][4]*Fgm;
FmSO2=yg[i][5]*Fgm;

printf("\n\nAGUA");
printf("\n\nTemp. inicial de agua (°C): "); scanf("%f",&Tai);
printf("\n\nTemp. final (°C): "); scanf("%f",&Taf);

clrscr();

/*Cálculo de humedades */
HUMEDAD();

getch();

clrscr();

gotoxy(25,2); printf("BALANCE DE ENERGIA");

/*Calor total*/
CALORTOTAL();

getch();

taf=Qt/(Fa*4184/3600)+tai;
printf("\n\nTemp. final de agua: %6.2f[°C]",taf);

getch();
} /* FIN DEL BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA */

float HUMEDAD(void) {
    float PMgs,H1,H2,H3,R,H,pv2,pvcal,d,Humcond,Fmgs,Fgfm,t2K,TyftK;
    int finaliza;

    Fgs=0; t2=0; t2K=0;
    Fmgs=FmCO2+FmO2+FmN2+FmSO2;
    PMgs=(FmCO2/Fmgs)*44+(FmO2/Fmgs)*32+(FmN2/Fmgs)*28+(FmSO2/Fmgs)*64;
    Fgs=FmCO2*44+FmO2*32+FmN2*28+FmSO2*64;

    H1=(18/PMgs)*yg[1](1-yg[1]);
    H2=H1;
    R=(H2*PMgs/18);
    pv2=R*Pg/(1+R);

```



```

t2=100;
t2K=t2+273.15; pveal=0;

finaliza=0;
do { pveal=PVAPORH2O(t2K);
  if(pv2<pveal) { dt=-0.05; t2K=t2K+dt; }
  if(pv2>pveal) { dt=-0.05; t2K=t2K+dt; }
  if(pv2/pveal>0.995 && pv2/pveal<1) finaliza=1;
  if(pveal/pv2>0.995 && pveal/pv2<1) finaliza=1;
  } while (finaliza == 0);
t2=t2K-273.15;

printf("\n\nTemperatura de salida del gas de combustión (°C): ");
scanf("%d",&Tg);
TgK=Tg+273.15;
pv3=PVAPORH2O(TgK);
H3=(18*PMgs)*pv3/(Pst-pv3);

Humcond=H2-H3;
Vaporcond=Humcond*Fgs;
Vaporincond=(FmH2O*18)-Vaporcond;

Egf=Vaporincond/Fgs;
Egfm=(Vaporincond/18)+FmCO2+FmO2+FmN2+FmSO2;
ygf[1]=(Vaporincond/(18*Egfm));
ygf[2]=(FmCO2/Egfm);
ygf[3]=(FmO2/Egfm);
ygf[4]=(FmN2/Egfm);
ygf[5]=(FmSO2/Egfm);

PMf=ygf[1]*18+ygf[2]*44+ygf[3]*32+ygf[4]*28+ygf[5]*64;

clrscr();

for(i=1;i<=5;i++){
printf("\nygf[%d]= %.6f",i,ygf[i]);
printf("\n","ygf[%d]= %.6f",i,ygf[i]);
} /* Cierre de for */

return 0;
} /* Fin de HUMEDAD */

float PVAPORH2O(float t) {
float Tc,Pe,x;
PvH2O=0;
Tc=647.3; Pc=221.2;

x=0; x=(1-t/Tc);
PvH2O=Pe*exp((-7.76451*x+1.45838*pow(x,1.5)-2.77580*pow(x,3)-1.23303*pow(x,6))/(1-x));
PvH2O=PvH2O*0.986923;

return PvH2O;
} /* Fin de PVAPORH2O */

float CALORITOTAL(void) {

```

```

float TgIK,t2K,Tgfk,Qsi,Qsr,Qsm,Qgeseco,QI,Qsf;
Qr=0;
TgIK=Tgi+273.15;
t2K=t2+273.15;
Tgfk=Tgf+273.15;

QSENSM((15.5+273.15) , TgIK);
Qsi=Qsens;

QSENSM(t2K ,TgIK);
Qsm=Qsens;

QSENSIBLE(TgIK ,t2K);
Qgeseco=qCO2+qO2+qN2+qSO2;

printf("\n\nLAMDAprom (KJ/kg. °): scanf("%f",&LAMDAprom);
QI=LAMDAprom*Vaporcond*1000/3600;

QSENSF((15.5+273.15), TgIK);
Qsf=Qsens;

Qr=Qsm+Qgeseco+qH2Oincond+qH2Ocond+QI;

getch();
return 0;
/* Fin de CALORTOTAL.*/

float QSENSIBLE(float ti, float tf)
float CpH2Oincond,CpCO2,CpO2,CpN2,CpSO2,CpH2Oconds;

qH2Oincond=0, qH2Ocond=0, qCO2=0, qO2=0, qN2=0, qSO2=0;

CpCO2=4.728*(tf-ti)+(1.754e-22)*(pow(tf,2)-pow(ti,2))-(1.358e-5/3)*(pow(tf,3)-
pow(ti,3))+(4.097e-9/4)*(pow(tf,4)-pow(ti,4));
CpO2=6.713*(tf-ti)+(0.879e-6/2)*(pow(tf,2)-pow(ti,2))+(4.170e-6/3)*(pow(tf,3)-pow(ti,3))-(2.544e-
9/4)*(pow(tf,4)-pow(ti,4));
CpN2=7.440*(tf-ti)+(0.324e-2/2)*(pow(tf,2)-pow(ti,2))+(6.40e-6/3)*(pow(tf,3)-pow(ti,3))-(2.790e-
9/4)*(pow(tf,4)-pow(ti,4));
CpSO2=5.697*(tf-ti)+(1.60e-2/2)*(pow(tf,2)-pow(ti,2))-(1.185e-5/3)*(pow(tf,3)-pow(ti,3))-(3.172e-
9/4)*(pow(tf,4)-pow(ti,4));
qCO2=(FmCO2*1000/3600)*CpCO2*4.184;
qO2=(FmO2*1000/3600)*CpO2*4.184;
qN2=(FmN2*1000/3600)*CpN2*4.184;
qSO2=(FmSO2*1000/3600)*CpSO2*4.184;

CpH2Oincond=7.701*(ti-ti)+(4.595e-4/2)*(pow(ti,2)-pow(ti,2))
+(2.521e-6/3)*(pow(tf,3)-pow(ti,3))-(0.859e-9/4)*(pow(tf,4)-pow(ti,4));
qH2Oincond=(Vaporincond*1000/18)*CpH2Oincond*(4.184/3600);

qH2Ocond=(Vaporcond*1000/18)*CpH2Oincond*(4.184/3600);

CpH2Oconds=7.701*(ti-288.65)+(4.595e-4/2)*(pow(ti,2)-pow(288.65,2))
+(2.521e-6/3)*(pow(ti,3)-pow(288.65,3))-(0.859e-9/4)*(pow(ti,4)-pow(288.65,4));

```

```

qH2Oconds=(Vaporcond*1000/18)*CpI2Oconds*(4.184/3600);
return 0;
} /* Fin de QSENSIBLE */

float PUNTOCOND(void){
float TK,ySO3,pH2O,pSO3;
pH2O=0;pSO3=0,ySO3=0;
ySO3=(ygs[5]*100/95)*0.02;
pH2O=Pgt*yg[1]; pSO3=Pgt*ySO3;
TROCIO=1000/(1.7842+0.0269*log10(pH2O)-
0.1029*log10(pSO3)+0.0329*log10(pH2O)*log10(pSO3));
return TROCIO;
} /*Fin de PUNTOCOND*/

float QSENSM(float ti, float tf);
float CpA[5],CpB[5],CpC[5],CpD[5],Qs,A,B,C,D;
int i;
Qsens=0;

/* Cp = CpA + CpB*T + CpC*T^2 + CpD*T^3
/*0 = H2O*/ CpA[0]=7.701; CpA[1]=-4.728; CpA[2]=6.713; CpA[3]=-7.440; CpA[4]=5.697;
/*1 = CO2*/ CpB[0]=4.595e-4; CpB[1]=1.784e-2; CpB[2]=-0.879e-6; CpB[3]=-0.324e-2; CpB[4]=1.6e-2;
/*2 = O2*/ CpC[0]=-2.521e-6; CpC[1]=-1.338e-5; CpC[2]=-4.170e-6; CpC[3]=6.400e-6; CpC[4]=-1.185e-5;
/*3 = N2*/ CpD[0]=-0.859e-9; CpD[1]=4.097e-9; CpD[2]=-2.544e-9; CpD[3]=-2.790e-9;
CpD[4]=3.172e-9;
/*4 = SO2*/

A=0;B=0;C=0;D=0;Qsens=0;
for(i=0;i<4;i++){ A=A+CpA[i]*yg[i+1];
B=B+CpB[i]*yg[i+1];
C=C+CpC[i]*yg[i+1];
D=D+CpD[i]*yg[i+1];
}

Qsens=(Fig*1000/TKM)*(A*(tf-ti)+B*(pow(tf,2)-pow(ti,2))+C*(pow(tf,3)-pow(ti,3))+D*(pow(tf,4)-pow(ti,4)));
Qsens=Qsens*4.184/3600;

return Qsens;
} /*Fin de CALORSENSIBLE*/

float QSENSF(float ti, float tf);
float CpA[5],CpB[5],CpC[5],CpD[5],Qs,A,B,C,D;
int i;
Qsens=0;

/*0 = H2O*/ CpA[0]=7.701; CpA[1]=-4.728; CpA[2]=6.713; CpA[3]=-7.440; CpA[4]=5.697;
/*1 = CO2*/ CpB[0]=4.595e-4; CpB[1]=1.784e-2; CpB[2]=-0.879e-6; CpB[3]=-0.324e-2;
CpB[4]=1.6e-2;

```

```

/*2 = O2*/          CpC[0]=2.521e-6; CpC[1]=-1.338e-5; CpC[2]=4.170e-6; CpC[3]=6.400e-6; CpC[4]=-
1.185e-5;
/*3 = N2*/          CpD[0]=-0.859e-9; CpD[1]=4.097e-9; CpD[2]=-2.544e-9; CpD[3]=-2.790e-9;
CpD[4]=3.172e-9;
/*4 = SO2*/

```

```

A=0;B=0;C=0;D=0,Qsens=0;
for(i=0,i<=4;i++){ A=A+CpA[i]*ygf[i+1];
                  B=B+CpB[i]*ygf[i+1];
                  C=C+CpC[i]*ygf[i+1];
                  D=D+CpD[i]*ygf[i+1];
                  }

Qsens=(Fig*1000/PMI)*(A*(tf-ti)+B*(pow(tf,2)-pow(ti,2))/2+C*(pow(tf,3)-
pow(ti,3))/3+D*(pow(tf,4)-pow(ti,4))/4);
Qsens=Qsens*4.184/3600;
return Qsens;
} /* Fin de QSENSE */

```

TERCERA FUNCION : SECCION DE RECUPERACION DE CALOR SENSIBLE

```

float INTERNO(float ti);
double EEGG(double T, double I);
void PRESION();
char R[20];

float dext,dint,dete,exe,npse,Nt,Np,St,Gg,Fa,Tg1,Tg2,PA,PM,altura;

main() {
float Fig,ta1,ta2,dnom,ancho,largo,aeq;
float aproy,alujo,A,UD,Rdi,Rdo,Qs,ase,kse,Iit;
float nep,artd,arre,arse,D,T1,DT2,DTE,Tfp,Tpge,hce,DU,Rdg,Rda,sigma;
float Eise,hfe,Tie,Tgm,L,EgTg,Eggt,hcw,beta,ho,hio,hre,nhte;
char op;
clear();
printf("****CALCULO DE LA SECCION DE CALOR SENSIBLE **");

op='1';
PA=0.7552;
Fig=1.1362;
Fa=1.0395;
Qs=3.47112.50;
Tg1=592.4;
Tg2=324.71;
ta1=318.3;
ta2=398.1;
PM=27.72;
dnom=0.0254;
dext=0.0334;
dint=0.0266;
Nt=14;
Np=3.0;
St=3.0*dnom;

```

```

nse=0.0127;
ese=1e-3;
npse=196.85;
kse=45.0;
//Ei=0.9;
sigma=5.66932e-8;
Rdg=0.002;
Rda=1.761e-4;
ancho=(Nt)*(St)*3*(dnom);
largo=1.5*ancho;
acq=ancho*largo;
aproy=Nt*largo*(dext+2*ase*ese*npse);
aflujo=acq*aproy;
Gg=Fg*aflujo;

printf("\nancho (m) %6.4f\tlargo (m) %6.4f\n",ancho,largo);

Tfp=0.5*(ta1+ta2);
artd=Nt*pi*largo*dext;
arre=2*0.8660*St*largo;
DT1=Fg1*ta2;
DT2=Fg2*ta1;
DTE=(DT1+DT2)/log(D1/D2);
Tpage=Tfp+0.5*DTE;
hce=1.3*pow(Tpage,0.28)*pow(Gg,0.6)/pow(dext,0.4);
dete=dext+2*ase/* m */;
if(top=="1")
    arse=Nt*(pi/4)*(pow(dete,2)-pow(dext,2))*npse*largo;
    DU=sqrt(4*hce*(kse*ese));
}
if(top=="2")
    arse=Nt*pi*ese*(ase*ese/4)*npse*lep*largo;
    DU=sqrt(4*hce*(kse*ese));
}

Ese=tanh(ase*DU)/(ase+DU);
hfe=hce*(Ese*arse/artd);
Tte=Tfp+SS;
Tgm=Tfp+DTE;
L=1.08*(0.8660*pow(St,2)+0.785*pow(dete,2))/dete;
EgTg=EEGG*(Tgm,L);
hre=sigma*EgTg*(pow(Tgm,4)-pow(Tte,4))/(Tgm-Tte);
hew=3/3.6*pow(Tte*Te,1/3);
beta=(hew*(hre+hce+hew))/(arre*artd);
hio=(1-beta)*hfe*(hre);
hio=INTERNO(Tfp, /* Entra a subrutina */);
UD=1+(hio+Tho+Rdg+Rda);
A=Qs/(DTE*UD);
nhte=A*artd;
printf("\nNo. de literas %5.2f\n",nhte);
printf("\nAjustar el No. de literas: ",scant("a",&nhte));
afura=(hte)*St*0.8660;

PRESIONC,

```

```

getch();
return 0;
} /* FIN DE LA SECCION DE RECUPERACION DE CALOR SENSIBLE */

float INTERNO(float t) {
    float at,h,Rea,Pra,Ga,CpH2O,kH2O,vH2O,tf;
    h=0;
    at=(pi/4)*pow(dint,2);
    Ga=Fa/at*Np;
    tf=(t-273.15)*1.8+32;
    CpH2O=(Cpa(t))*(1.8*(9.478e-4*(0.4536)));
    kH2O=(ka(t))*(1.8*(9.478e-3*(3600*(0.3048))));
    vH2O=(vsat(t))*(0.4536*(0.3048*(3600)));
    Rea=dint*Ga/vH2O;
    Pra=CpH2O*vH2O/kH2O;
    h=0.027*(kH2O/dint)*pow(Rea,0.8)*pow(Pra,(1/3));
    h=h*(dint/dext);

    return h;
} /* Fin de la rutina para calcular el coeficiente interno */

// Emisividad de gases
double EEGG(double T, double t)
{
    int i;
    double b1[7], b2[7], k[7], pa,pc,p,pla,Eya,ye;

    ya=0.1740;
    ye=0.0850;
    pa=ya*PA;
    pc=yc*PA;
    p=pa+pc;
    pl=p*I;
    if((pa/pc)<1.5) {
        b1[1]=0.4092, b2[1]=0.753, k[1]=0.0;
        b1[2]=0.2840, b2[2]=0.258, k[2]=0.91;
        b1[3]=0.2110, b2[3]=-0.654, k[3]=9.4;
        b1[4]=0.0958, b2[4]=-0.357, k[4]=130.0;
    }
    else
    {
        b1[1]=0.3640, b2[1]=0.474, k[1]=0.0;
        b1[2]=0.2660, b2[2]=0.719, k[2]=0.69;
        b1[3]=0.2820, b2[3]=-0.741, k[3]=7.4;
        b1[4]=0.1180, b2[4]=-0.452, k[4]=80.0;
    }
    E=0.0;
    for(i=1; i<=4; i++)
    {
        a=b1[i]+(b2[i]*I.0e+1)*T;
        E=E+a*(1-exp(-k[i]*pl));
    }
    return E;
} // Fin de emisividad de g.c

void PRESION() {
    float Tgp,Tgf,DP,F,L,Dv,Sc,dg,ug,Reg,VLN;

```

```

printf("\n\n\tCAIDA DE PRESION EN EL BANCO DE TUBOS ALETADOS");
Tgp=(Tg1+Tg2)/2;
dgv=(PA*PM)/(0.082*Tgp);
ug=(3.666667e-5*Tgp+0.0439)/0.9897*(0.45367/(0.3048*3600));
VLN=0.8660*pow(St,2)/(pi/4)*pow(dext,2)-(pi/4)*(pow(dete,2)-pow(dext,2))*ese*npse;
SF*pi*dext+(pi/4)*(pow(dete,2)-pow(dext,2))*2*npse;
Dv=4*VLN/Sf;
Reg=Dv*Gg/ug;
printf("\n\tVLN (m3/m) : %f\tSf(m2/m) : %f",VLN,Sf);
printf("\n\tRe gas : %f",Reg);
printf("\n\tFactor de fricción :");
scanf("%f",&f);
DP=0.5001*(f*pow(Gg,2)*altura/(dg*Dv))*pow((Dv/St),0.4);
} // Fin de caída de presión

```

CUARTA FUNCION : SECCION DE RECUPERACION DE CALOR LATENTE

```

void LECDATO();
float COEF();
void INTERNO (float t);
void ALETAS (float Fg,float Tg1, float Tg2, float ta1, float ta2);
void PRESION();

float PA,L,QT,Qg,Fa,Np,ta,Gg,Tgi,Tgf,ta, Taf,Fg1,Fg2,PMg;
float dnom,dext,dint,spl,Nt,St,ase,ese,npse,sigma,largo,ancho;
float dete,altura,arlujo,Rdg,Rda,dS,kse,hio,hio,artd,arse,DTE;
char R[20];

void main() {
  clrscr();
  printf("\n\tSECCION DE CONDENSACION ALETADA");

  LECDATO();
  COEF();
  PRESION();
  getch();

} // FIN DE LA SECCION DE RECUPERACION DE CALOR LATENTE

void LECDATO {
PA=0.7552;
Tg1=324.71;
Tg2=318.15;
Tb1=293.15;
Taf=318.3;
L=2464.86e3;
QT=109339.06;
Qg=8267.23;
Fa=1.0395;

```

```

Fg1=1.1362;
Fg2=1.0952;
PMg=27.72;
Np=3.0;
dnom=0.0254;
dext=0.0334;
dint=0.0266;
spl=0.10485;
Nt=14;
St= 3.0*dnom;
ase=0.0127;
ese=1e-3;
npse=196.85;
kse=45.0;
//Et=0.9;
sigma=5.66932e-8;
Rdg=0.001;
Rda=1.761e-4;
ds=3.4e-3;
} // Fin de LECDAT

float COEF0;
float ta,tcond,t,k1,d1,v1,Fg,he,hc,UD,A,nhte;
float n,Esc,DU,hfe;
int finaliza=0;
char control=0;

he=0;
ta=(Tai+Taf)*0.5;
tcond=ta+S;
tf=(tcond-273.15)*1.8+32;
Fg=(Fg1+Fg2)*0.5;

ALETAS(Fg,Tg,Tgf,Tai,Taf);
INTERNO(ta);

k1=(ka(tf))*0.293*1.8*0.3048;
d1=(da(tf))*0.4536/pow(0.3048,3);
v1=(va(tf))*0.4536/(0.3048*3600);
hc=0.73*pow(pow(d1,2)*9.81*1.*pow(k1,3)*(v1*(Tgi-tcond)*dext)),0.25);

printf("\n\nNúmero de renglones: "); scanf("%f",&n);
hc=hc/pow(n,0.16666);

heg=1+((Qg/QT)*(1-hc)+(1-hc));

DU=sqrt(2*heg*(kse*ese));
Esc=tanh(ase*DU)/(ase*DU);
hfe=heg*((Esc*arse+artd)/artd);

UD=1+(1/hfe+1./hu+Rda+Rdg);
A=QT/(UD*DTIE);
nhte=A/artd;
altura=(nhte)*St*0.8660;

```



```

getch();
return 0;
} /* Fin de COEF */

void ALETAS (float Fg,float Tg1, float Tg2, float ta1, float ta2)
{
float acq,aproy,Tfp,arre,DT1,DT2,Tpge;
float hce;

ancho=(ND)*(SD)/3*(dnom),
largo=1.5*ancho,
acq=ancho*largo,
aproy= Nt*largo*(dext+2*ase*ese*npse),
afujo= acq*aproy,
Gg=Fg*afujo,
Tfp= ta,
arfd= Nt*pi*largo*dext,
DT1= Tg1-ta2,
DT2= Tg2-ta1,
DTE= (DT1-DT2)/log(DT1/DT2),
Tpge= Tfp+0.5*DTE,
hce= 1.3*pow(Tpge,0.28)*pow(Gg,0.6)/pow(dext,0.4);
dete= dext+2*ase,
arse= Nt*2*(pi*4)*pow(dete,2)-pow(dext,2)*npse*largo;
ho=hce;
} /* Fin de Aletas*/

void INTERNO (float D )
{
float h,Rea,Pra, Ga,Cp1H2O,kH2O,vH2O,tfat,

h= 0,
tF= (t-273.15)*1.8+32,
Cp1H2O= (Cpa(t))*1.8 (9.478e-4*0.4536),
kH2O= (ka(t))*(1.8 (9.478e-4*3600*0.3048)),
vH2O= (vat(t))*0.4536 (0.3048*3600),
at= (pi*4)*pow(dmt,2),
Ga= Fa*(at*Np),
Rea= dmt*Ga/vH2O,
Pra= Cp1H2O*vH2O/kH2O,
h= 0.027*(kH2O/dmt)*pow(Rea,0.8)*pow(Pra,(1.3)),
zh= 0.023*(Cp1H2O*Ga)*pow(Pra,(-0.6666))*pow(Rea,-0.2);
ho= h*(dmt*dext);
} /* Fin de la rutina para calcular el coeficiente interno

void PRESION() ;
float Tpp,FF,DpC,DPL,L,Dv,SE,dg,ug,Reg,VLN,vLx2,

printf("MODIFICADA DE PRENSION EN EL BANCO DE TUBOS ALETADOS");
Tgp= (Tg+Tg)/2;
TF= (Tpp-273.15+1.8+32,
dg= (PA+PMg)/0.082*Tgp,
ug= (viscp(TF))*0.4536/(0.3048*3600),
VLN= 0.8660*pow(St,2)-(pi*4)*pow(dext,2)-(pi*4)*pow(dext,2)*ese*npse;
SE= pi*dext*(pi*4)*(pow(dete,2)-pow(dext,2))*2*npse,
Dv= 4*VLN/SE;

```

```
Reg=Dv*(Fg1/aflujo)/ug;
printf("\nFactor de fricción: ");
scanf("%f",&f);
DP=0.5001*(f*pow((Fg1/aflujo),2)*altura/(dg*Dv))*pow((Dv/St),0.4);
v1=462.18;
v2=314.56;
DPc=0.5*(1+(v2/v1))*DP;
} // Fin de caída de presión
```

REFERENCIAS

ARTICULOS

1. Caltenco E. J. L., Robles L. F., "*Conservación y Ahorro de Energía*", Curso IMP 1992.
2. Caltenco E. J. L., Robles L. F., Ceballos S. A. A., "*Técnicas de Conservación de Energía Térmica*", Primer Congreso Nacional de la Asociación Mexicana para la Economía Energética, IMP AMEE, México, D. F. 1995
3. Caltenco E. J. L., Robles L. F., Ceballos S. A. A., "*Análisis Energético y Ecológico de Recuperadores de Energía*", IMP.
4. HTFS HANDBOOK, RP13: "*Corrosion and Fouling in Fired Heaters and Furnaces*".
5. Pierce, R.R., "*Estimating Acid Dewpoints in Stack Gases*", Chemical Engineering, Abril, 1977.
6. Schweppe, J.L. & Torrijos, C.Q., "*How to Rate Finned-Tube Convection Section in Fired Heaters*", Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner, Junio, 1964.
7. Shook, J.R., "*Recover Heat from Flue Gas*", Chemical Engineering Progress", Junio, 1991.

CODIGOS Y NORMAS

8. NOM - 002- ENER-1995. "*Eficiencia Térmica de Calderas Paquete*", Secretaría de Energía.

-
9. NOM - 009 -ENER - 1995, "*Eficiencia Energética en Aislamientos Térmicos Industriales*", Secretaría de Energía.
 10. NOM - 008 - SCFI -1993, "*Sistema General de Unidades de Medida*", Comisión Federal de Electricidad.

CURSOS

11. "*Energy Conservation Technology of Industrial Boilers*", The Conservation Center, Japan, Noviembre, 1991, México, D.F.
12. "*Técnicas de Conservación y Ahorro de Energía en Refinerías, Proceso de Combustión*", IMP, Noviembre, 1991.
13. Anaya D. A., "*Transferencia de calor*", Facultad de Química, 1993-1.

FOLLETOS

14. "*GLASS TUBE ECONOMISER DEKA - NFK*", Head office, BUREAU TECHNIQUE JEAN DENIS S.A., Chaussée de Charleroi 43 Bte 7, B 1060 BRUXELLES, Telephone (02) 538-8850, Telex 22784.

LIBROS

15. ASM HANDBOOK COMMITTEE, Metal Handbook, Vol. 1,3 "*Properties and Selection: Irons and Steels*", 9a. Ed. American Society for Metals, USA, 1978.
16. "*Balance Nacional de Energía*", Ed. SECRETARIA DE ENERGIA, México, D.F. 1994.

17. Bruce, D. C., "*Handbook of Corrosion Data*", ASM INTERNATIONAL, USA, 1989.
18. Castellán, G. W., "*Físicoquímica*", 2a. Edición, SITESA, México, 1987.
19. CRANE, "*Flujo de Fluidos*", Mc Graw Hill, México 1989.
20. "*Energy Conservation in Boiler*", The Conservation Center, Japan, Japón.
21. Glasstone, S., "*Termodinámica para Químicos*", 5a. edición, Aguilar, S.A., México, 1972.
22. Himmelblau, D. M., "*Principios y Cálculos Básicos de la Ingeniería Química*", 4a. impresión, C.F.C.S.A., México, 1979.
23. Kern D. Q., "*Procesos de Transferencia de Calor*", C.F.C.S.A., vigesimasegunda impresión en Español, México, 1990.
24. Keyser, C.A., "*Ciencia de Materiales para Ingeniería*", LIMUSA, México, 1972.
25. Kreider, Kenneth G. y McNeil M. B., "*Guía para el Aprovechamiento del Calor de Desperdicio*", Traducido por la Secretaría de Patrimonio y Fomento Industrial, México, 1982.
26. Mataix, C., "*Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*", 2a. Edición, HARLA, México, 1982.
27. Mc Adams H. W., "*Heat Transmission*", Mc Graw Hill.
28. McKetka, J. J., "*Heat Transfer Design Methods*", Marcel Dekker, Inc., USA, 1992.
29. Peters S. M., Timmerhaus, "*Plant Design and Economics for Chemical Engineers*", 3a. Edición, Mc. Graw Hill Kogakusha, LTD. Tokio, Japón, 1980.

- 30.Reay, D.A., "*Heat Recovery Systems*", E. & F. N. Spon, USA, 1979.
- 31.Reid, Prausnitz & Poling, "*The Properties of Gases and Liquids*", 4a. Edición, Mc Graw Hill Book Company, USA, 1987.
- 32.Smith V. N., "*Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química*", Ed. Mc. Graw Hill, Cuarta Edición. México, 1989.
- 33.Taylor G.A., "*Ingeniería Económica*", Ed. LIMUSA, S.A., México, D.F., 1970.

TESIS

- 34."*The condensation of vapors from noncondensing gases*", L.Kusak, 1958.
- 35."*Condensation of a condensable vapor in the presence of a non-condensable gas*", Dmytryzyn, 1957.