

785
49A



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA

**INCREMENTO DE LA EFICIENCIA EN GENERADORES DE VAPOR
TIPO PAQUETE, MEDIANTE RECUPERACION DE CALOR**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(A R E A M E C A N I C A)**

**P R E S E N T A N:
ROLANDO HELADIO CERVANTES IZQUIERDO
MAURICIO PEREZ RINCON**

DIRECTOR: ING. VICENTE G. LOPEZ FERNANDEZ



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

MEXICO, D. F.

1994



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 está 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.

TEMA:

INCREMENTO DE LA EFICIENCIA EN GENERADORES DE VAPOR TIPO
PAQUETE, MEDIANTE RECUPERACIÓN DE CALOR

ÍNDICE

	PAG.
RESUMEN	3
INTRODUCCIÓN	4
CAP I GENERADORES DE VAPOR	6
I.1 Generalidades	6
I.2 Clasificación	7
I.3 Generadores de vapor tipo paquete	8
I.4 Generadores de vapor de tubos de humo	10
I.5 La producción de vapor	12
I.6 Condiciones que deben cumplir para su selección	14
CAP II CAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS	16
II.1 Generalidades	16
II.2 Recuperación de calor	16
II.3 Principios en que se basan	19
II.4 Características	22
II.5 Corrosión externa	22
II.6 Economizadores	23
II.7 Calentadores de aire	27
II.8 Aplicaciones e instalación	32
CAP III PROMOTORES DE TURBULENCIA	34
III.1 Generalidades	34
III.2 Análisis de su funcionamiento	34
III.3 Características de los promotores: plano, helicoidal, cruzado y bandera	37
III.4 Selección	39
CAP IV DISEÑO DE EQUIPOS RECUPERADORES DE CALOR	42
IV.1 Condiciones que se deben cumplir	42
IV.2 Diseño térmico	43
IV.3 Caídas de presión	50

CAP V	ANÁLISIS Y RESULTADOS ESPERADOS	52
V.1	Rendimiento del generador de vapor sin prototipo	52
V.2	Rendimiento del generador de vapor con prototipo	54
	Características del arreglo y mediciones	61
	Cuadro comparativo de resultado c/prototipo y s/prototipo	62
	Análisis costo-beneficio	66
	Diagramas de Sankey	
CONCLUSIONES		68
APENDICE		71
A:	Conceptos básicos	72
B:	Características de los gases	86
C:	Planos del prototipo	89
D:	Listado del programa	94
E:	Propiedades de los gases y tablas complementarias	96
BIBLIOGRAFÍA		104

Resumen:

En el tema expuesto a continuación se podrán observar los siguientes aspectos:

Los equipos destinados a la producción de vapor son de uso generalizado tanto en la industria como en servicios, por lo cual gran parte del consumo de combustible utilizado en el área metropolitana recae en estos equipos.

Las políticas tradicionales de diseño sumadas al inapropiado mantenimiento, hacen que la operación tenga bajas eficiencias que producen cuantiosas pérdidas energéticas. Las actuales políticas energéticas exigen mejorar los niveles de eficiencia de estos equipos.

Por lo anterior el presente trabajo tiene por objeto presentar una alternativa de ahorro de energía en los generadores de vapor tipo paquete, la cual se basa en la recuperación de la energía desechada a la atmósfera por medio de los gases producto de la combustión. Esta consiste en incorporar un economizador el cual incrementará la temperatura del agua de alimentación al generador y un precalentador que incrementará la temperatura del aire de alimentación al quemador del generador. Otro factor que ayudará a mejorar el aprovechamiento de transferencia de calor en el interior del generador es el uso de promotores de turbulencia los cuales mejoran el índice convectivo, colocados en los extremos de los tubos de humo, logrando en esta forma: Mejorar la eficiencia; Lo que se refleja al disminuir el consumo de combustible; disminuir la emisión de gases a la atmósfera, producto de la combustión.

Para finalizar se mostrará un estudio cuantitativo tanto económico como energético de los equipos ahorradores de energía por recuperación de calor; demostrando que el uso de las medidas aquí dispuestas son rentables al ser implantadas en todas aquellas áreas que requieran consumo de energía térmica.

INTRODUCCION

El objetivo del presente trabajo es el de presentar una alternativa de ahorro de energía en el área térmica, específicamente en el ramo de los generadores de vapor tipo paquete.

La inquietud de desarrollar este tema obedece a que en México existe un alto número de calderas, que son utilizadas tanto en la industria como en las instituciones de servicio como hospitales, centros deportivos, baños, etc. pero que no son utilizados con la eficiencia mínima requerida obteniendo desperdicios de energía en forma cuantiosa.

El planteamiento de estas alternativas se basa en la recuperación de la energía desechada a la atmósfera por medio de los gases producto de la combustión y del aprovechamiento más eficiente de estos mismos gases en el interior del generador de vapor.

Para lograr estos objetivos se propone la incorporación de diversos dispositivos térmicos en el equipo de generación de vapor, los cuales son:

-Intercambiadores de calor: un economizador el cual incrementará la temperatura del agua de alimentación al generador y un

-precalentador que incrementará la temperatura del aire de alimentación al hogar del generador. Finalmente para mejorar el aprovechamiento de transferencia de calor en el interior del generador se aumentará el índice convectivo con la ayuda de

-promotores de turbulencia colocados en los extremos de los tubos de humo.

Estos dispositivos se pueden implementar de manera conjunta o parcial dependiendo del estudio de utilización del generador que se realice en cada caso. Tomando en cuenta que dichas medidas se pueden desglosar en tres partes básicas que son, economizador, precalentador y promotores de turbulencia.

El resultado que se pretende es, de manera cualitativa lo siguiente:

- Mejorar la eficiencia del generador de vapor,
- disminuyendo el consumo de combustible, así como
- disminuir la emisión de gases producto de la combustión a la atmósfera.

La consecuencia de esta acción redituará en un ahorro de combustible y por tanto de capital; otro aspecto muy importante es el de la disminución de emisiones en virtud de que en nuestros tiempos el impacto en el medio ambiente de la cd. de México, producido por la industria es muy alto.

CAPITULO I

GENERADORES DE VAPOR

I.1 Generalidades.

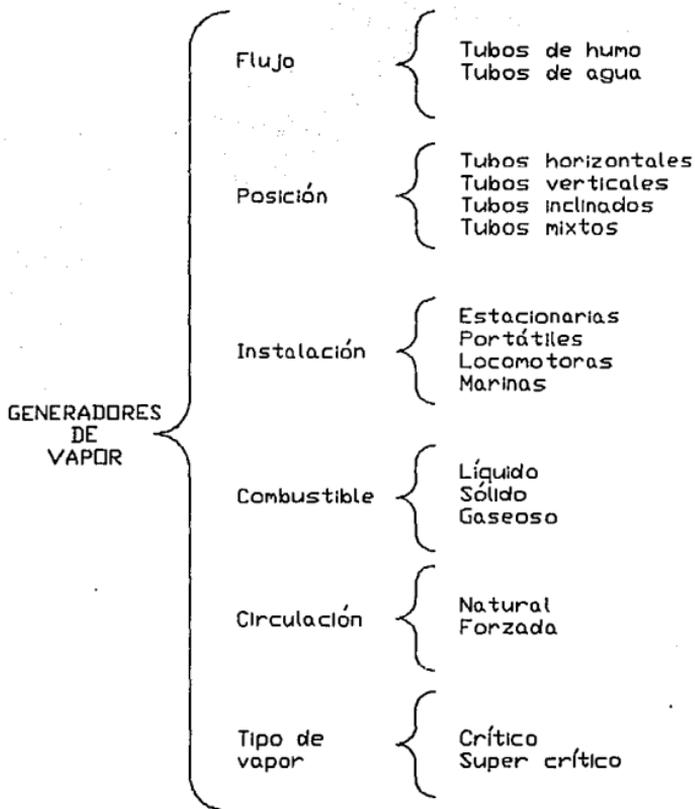
El término de generadores de vapor, conocidos también con el nombre de calderas, es aplicado a un grupo de dispositivos térmicos, los cuales actúan mediante el empleo de energía calorífica que se transmite a algún fluido permitiendo así elevar su temperatura llegando hasta el punto de ebullición.

Este tipo de dispositivos es utilizado básicamente en procesos industriales; sistemas de calefacción; calentamiento de agua para usos generales.

Para definir estrictamente lo que se entiende por un generador de vapor (GV) se comenzará señalando que éste está diseñado para la obtención exclusiva de una sustancia en estado gaseoso, el cual generalmente es vapor de agua, mientras que el suministro al dispositivo será en estado líquido, lo que se cumple para los GV convencionales, tipo paquete, el suministro de calor procederá de una fuente externa, que para este mismo tipo de GV es la combustión de algún derivado del petróleo.

I.2 Clasificación

A continuación se mostrará una clasificación general de los GV basada en su modo de operación así como de su tipo de fabricación.



Dentro de las clasificaciones anteriores se puede observar que se pueden realizar diferentes combinaciones de las características mostradas en un mismo GV. Esto nos muestra la versatilidad que pueden llegar a tener estos dispositivos de generación.

I.3 Generadores de vapor tipo paquete

Dentro de este genero existe una subdivisión en cuanto a su ensamble la cual es, armados en fábrica y ensamblados parcialmente, los GV tipo paquete que forman una unidad compacta, es armada totalmente en la fábrica y equipada con: quemador, generalmente para aceite combustible, gas (o combinado para aceite y gas), sistema mecánico de tiro, sistema de retorno del condensado y tratamiento del agua de alimentación, aislamiento exterior, material refractario, accesorios (manómetros, válvula de seguridad o de alivio, columna de control de nivel), tablero de control, soplador para hollín y conexiones. La unidad está montada sobre un armazón de acero estructural, lista para ser instalada sobre una base de concreto.

Las únicas conexiones que se necesitan para la operación, son aquellas que conducen al suministro de agua, a la alimentación del combustible y a la corriente eléctrica; a las líneas de vapor, a la tubería de retorno y a la chimenea de tiro para el desfogue de los gases.

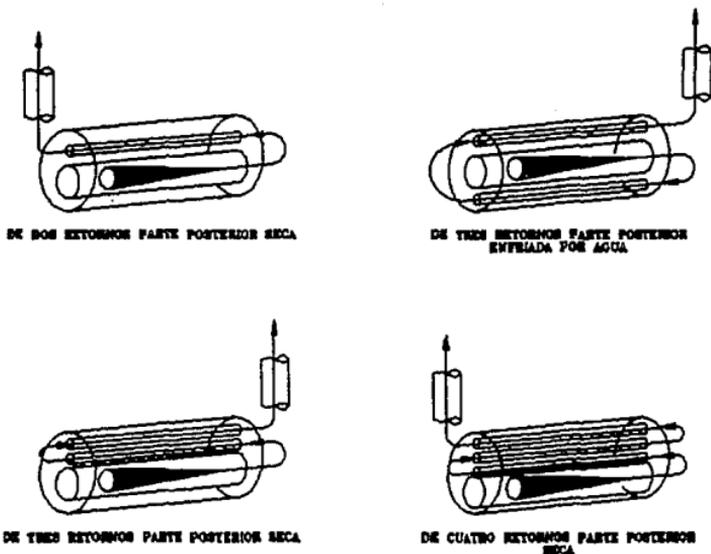
Los GV tipo paquete en ensamble parcial se consideran como una sola unidad totalmente armada en la fábrica, con un quemador de la misma manera que los generadores anteriormente mencionados, hay unidades que se ensamblan solo parcialmente en la obra y en algunos casos en especial no necesariamente los componentes a ensamblar son del mismo fabricante por lo que este tipo de GV (en baja presión) estan debidamente estandarizados.

Existen algunos modelos de este tipo de generadores tales como:

Generador paquete tipo residencial para calefacción
(GV de tubos de humo de acero, de tubos de cobre o de
hierro colado).

Generadores paquete tipo comercial para calefacción

FIGURA I.1



MODELOS BASICOS DE CIRCULACION EN GENERADORES DE VAPOR DE TUBOS DE HUMO

(de tubos de humo de acero con fogón de caja de acero).

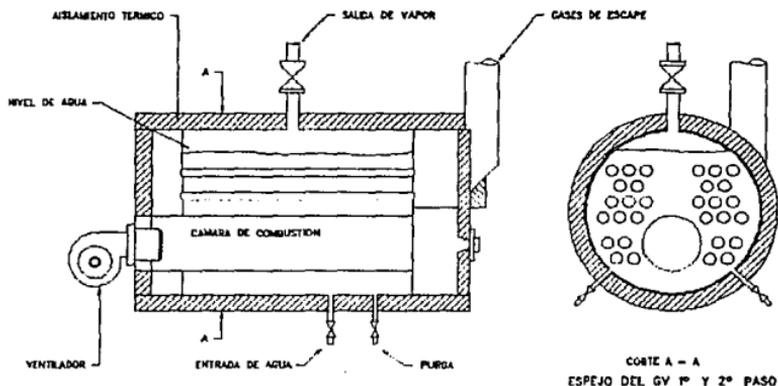
Generador paquete tipo escocés, de tubos de humo.

Generadores paquete, acuatubulares.

Calentadores de líquidos térmicos y vaporizadores del tipo paquete.

El tipo de generador al cual se enfoca el presente trabajo, es el de tubos de humo dado que su uso está muy generalizado en la industria pequeña y mediana por tal motivo se presentan a continuación sus principales características.

FIGURA I.2 GENERADOR DE VAPOR



ESQUEMA DE UN GV DE TUBOS DE HUMO

I.4 Generador de vapor tipo paquete de tubos de humo.

Este generador ver fig. I.2, es adaptable a la tendencia de los diseños que utilizan un mínimo de superficie de calefacción, con la aplicación de técnicas mejoradas de transferencia de calor. El mejoramiento de la capacidad de transferencia de calor se logra por medio del diseño de quemadores destinados al uso de combustibles fluidos, así como por el control de las velocidades de los gases de la combustión y perfeccionamiento de la circulación del lado del agua. El resultado obtenido, se traduce en unidades compactas de alta capacidad.

Los generadores de tipo paquete de tubos de humo, tienen básicamente tres modelos de flujo de gases: dos, tres y cuatro pasos (retornos). El tubo de fuego (u hogar) constituye el primer paso, ver fig. I.1.

GV pirotubulares de carbón Tienen un hogar amplio donde, por lo tanto, se originan pérdidas importantes de calor por convección y

radiación siendo imprescindible un buen aislamiento del hogar. Al mismo tiempo, una parte del conjunto de el GV debe ser instalado en el lugar final de operación. Este tipo de GV puede también utilizar otro tipo de combustibles sólidos.

I.4.1 Componentes

La unidad generadora se compone básicamente de un cuerpo que forma el recipiente del fluido y las superficies de calefacción por convección, por donde pasan los gases producto de la combustión, y finalmente la cámara de combustión.

Los componentes secundarios son todos aquellos que de manera indirecta tienen que ver con la producción de vapor como son: mecanismos de control, tratamiento de agua, sistemas de seguridad, sistemas de suministro tanto del fluido de trabajo como de combustibles, etc.

Las salidas de los GV pueden estar dotadas, de tapones roscados o grifos con brida destinados a servir como purgas de las impurezas en el agua de alimentación, otros orificios se destinan a la colocación de instrumentos, conexiones de agua de repuesto, orificios de registro y diversos propósitos.

El manejo del agua dentro de los GV es usualmente por circulación natural, obtenida gracias a la diferencia de densidades de la mezcla, lo que estimula la circulación de la sustancia; en algunos casos esto no es suficiente y se requiere de un dispositivo extra para producir una circulación forzada.

La alimentación de agua al GV podrá ser continua o intermitente dependiendo del flujo de vapor que se demande. De tal manera de tener un nivel de líquido y vapor constantes.

Por último se mencionan las partes que pueden ser incorporadas al GV. Estas partes están diseñadas con el objetivo de aumentar la eficiencia del GV las cuales son básicamente dos:

El economizador y el precalentador de aire, estos equipos son intercambiadores de calor que permiten recuperar parte de la energía de los gases de escape que se pierden hacia la atmósfera a través de la chimenea, cabe hacer la aclaración que estas partes no están incluidas en los generadores de vapor tipo paquete, razón por la cual se integran en un sólo equipo llamado "kit" y que junto con los promotores de turbulencia darán un incremento en la eficiencia de éste.

I.5 La producción de vapor

La capacidad de producción de vapor, dependerá de los siguientes factores:

I.5.1.- Grado de combustión obtenido en la cámara de ignición.

I.5.2.- Área de la superficie de calefacción.

I.5.3.- Proporción en la que se distribuye la superficie, en áreas de calefacción primaria (calor por radiación) y secundaria (calefacción por convección). Todo esto en el diseño de los equipos generadores

I.5.4.- La circulación del vapor y la de los gases de la combustión

La mayoría de estos GV son diseñados para operar con combustibles fluidos, porque con el uso de carbón, se presentan complicaciones adicionales, como son la dificultad en el manejo de combustible y de las cenizas producidas en la combustión, sin mencionar la limpieza de tubos. Este problema de remoción de cenizas acumuladas es una de las dificultades más grandes para poder crear un sistema totalmente automático.

-La superficie de calefacción puede ser manejada de distintas maneras pero dependerá esencialmente del diseño del GV. Por lo que la distribución de las áreas de calefacción puede ser un dato obtenido de diseños anteriores censando el comportamiento de la eficiencia de estos y retroalimentando esta información para

nuevos diseños.

Diseño de la caldera.

el diseño de la caldera y la limpieza de las superficies de calefacción, tanto del lado del agua como en el lado de los gases, son los factores que permiten la transferencia del calor hacia el agua. Buen diseño y superficies limpias representan máxima transferencia de calor y menos pérdidas por la chimenea. Diseños anticuados u hollín e incrustación en los tubos de la caldera, reducen la transferencia de calor, incrementan la temperatura de los gases en la chimenea y consecuentemente producen una eficiencia reducida.

Diseño del quemador.

Todos los quemadores requieren un exceso de aire adicional a la cantidad de aire requerido para la combustión. si se suministra una cantidad de aire insuficiente para la combustión, la flama humeará y cubrirá los tubos de hollín y carbón.

En caso contrario, si emplea grandes cantidades de exceso de aire, el aire innecesario es calentado y éste es expulsado por la chimenea llevando consigo considerables cantidades de calor que es desperdiciado. Consecuentemente es importante en la eficiencia de operación, la relación aire-combustible y deberá ser comprobada con un analizador de gases.

-La forma de circulación de los fluidos através del GV repercutirá en gran medida sobre la relación producción consumo del sistema generador. esto es entre otras cosas, que cuando mayor sea la turbulencia de los fluidos, altos números de Reynolds, mayor será su capacidad de transmitirse calor entre ellos; dado que los factores de transferencia de calor por convección son directamente proporcionales al grado de turbulencia.

I.6 Condiciones que debe cumplir un GV para un buena selección.

Eventual reconversión del generador en un uso determinado (bien por adecuación a distintos combustibles diferentes de aquel para el que fue diseñado; o bien por adición de nuevos equipos; economizadores, precalentadores de aire, etc.).

Con el objeto de hacer efectiva la clasificación establecida anteriormente, se resume a continuación los principales puntos que han de ser determinantes en la selección y diseño:

- I.6.1.- Construcción robusta y compensadora de dilataciones.
- I.6.2.- Tambor recolector de impurezas del agua (lodos), con el fin de que estas impurezas no queden sometidas al fuego.
- I.6.3.- Suficiente capacidad de agua y vapor de forma que pueda absorber la demanda del vapor.
- I.6.4.- Relación superficie de vaporización/capacidad de vaporización, adecuada por precaución para no formar espumas.
- I.6.5.- Las juntas de dilatación no deben estar expuestas al fuego.
- I.6.6.- La cámara de combustión debe de estar diseñada de tal manera que la combustión sea completada antes de que los gases pasen por los recuperadores.
- I.6.7.- Disposición de las superficies de calefacción con respecto el flujo de gases de tal manera que se obtenga el mejor coeficiente de convección posible mediante la rotura de las líneas de corriente de los gases.
- I.6.8.- Facilidad de limpieza para aumentar la seguridad, la eficiencia y por tanto la economía.

I.6.9.- versatilidad en el funcionamiento.

I.6.10.- Debe estar provista de los equipos auxiliares necesarios para garantizar control y seguridad.

CAPITULO II

CAMBIADORES DE CALOR TIPO COMPACTOS

II.1 Generalidades.

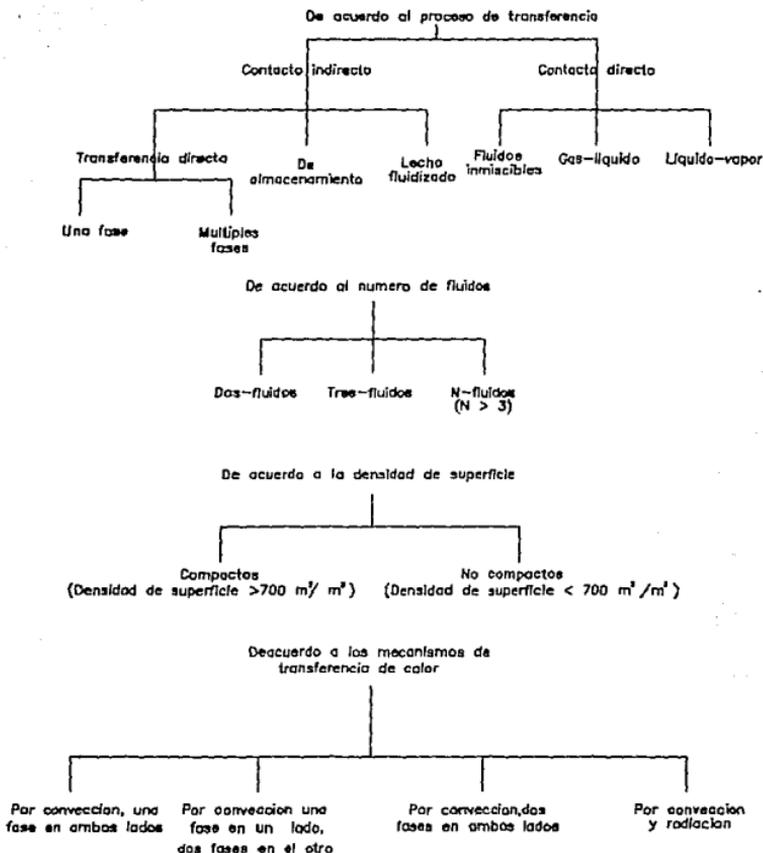
Para obtener un mayor aprovechamiento del calor de los gases de la combustión, se acostumbra instalar equipos de recuperación de calor en donde quiera que los ahorros de energéticos justifique los costos de instalación [1]. En estos equipos que forman parte secundaria o complementaria de una unidad generadora de vapor, utilizando los gases de la combustión, funciona como un economizador, cuando se calienta el agua de alimentación y como un calentador de aire, cuando se calienta el aire para la combustión.

II.2 Recuperación de calor

Se obtiene una economía del 1% por cada 15.6°C (28°F) [1] de reducción en la temperatura de los gases de escape de la caldera. Si se aprovecha una gran parte del calor transmitido por los gases, una vez que éstos han abandonado la cámara de combustión o el cañón de la caldera, la eficiencia global aumentará del orden del 3% al 5%. Además, si se variara convenientemente la proporción en la combustión, se obtendrá un mejoramiento de la eficiencia y el correspondiente aumento de la capacidad, con un mínimo de gasto extra de combustible. Como se ve, la recuperación de calor, a pesar de secundaria importancia, es un factor importante dentro del panorama global del funcionamiento en los generadores de vapor.

La reducción de temperatura de los gases hasta 149°C (300°F) o menos, resulta práctica mediante el empleo de economizadores y calentadores de aire, con lo cual se incrementa a su vez la

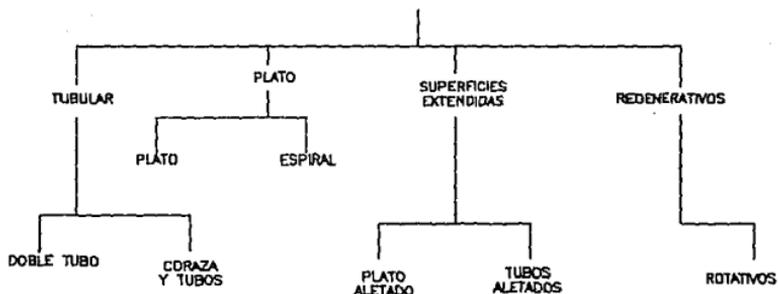
CLASIFICACION INTERCAMBIADORES DE CALOR



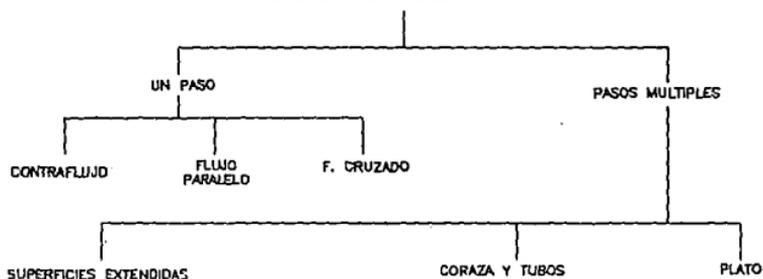
eficiencia de generador de vapor hasta un 10% dependiendo de las características del generador. Pero el uso del equipo, de recuperación de calor no se puede justificar si se tienen los

CLASIFICACION
(CONTINUACION)

DE ACUERDO A LA CONSTRUCCION



DE ACUERDO AL ARREGLO DEL FLUJO



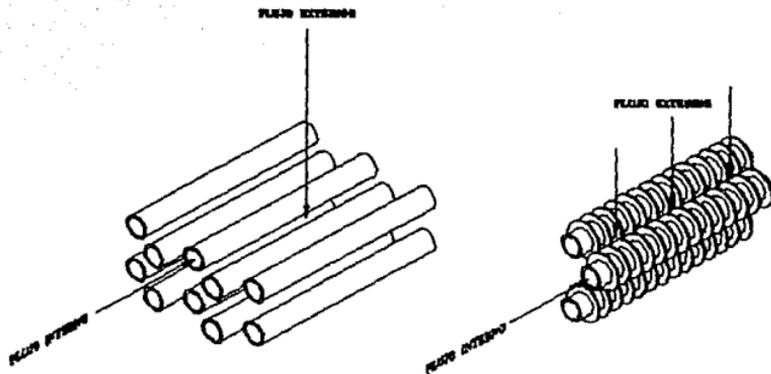
siguientes casos:

- II.2.1.- Los costos de los combustibles son mínimos
- II.2.2.- Si el trabajo que efectúa el generador es solo temporal o lapsos cortos de tiempo u opera con un porcentaje indicado de su carga plena
- II.2.3.- Si la unidad ha sido diseñada solamente como auxiliar.

II.3 Principios en que se basan los equipos de recuperación de calor.

La reducción excesiva de la temperatura de los gases de escape va en función del incremento en los costos del equipo; por tanto se debe mediar el incremento de la eficiencia, que estará en función de la temperatura de los gases, con la recuperación de la inversión más el ahorro de combustible.

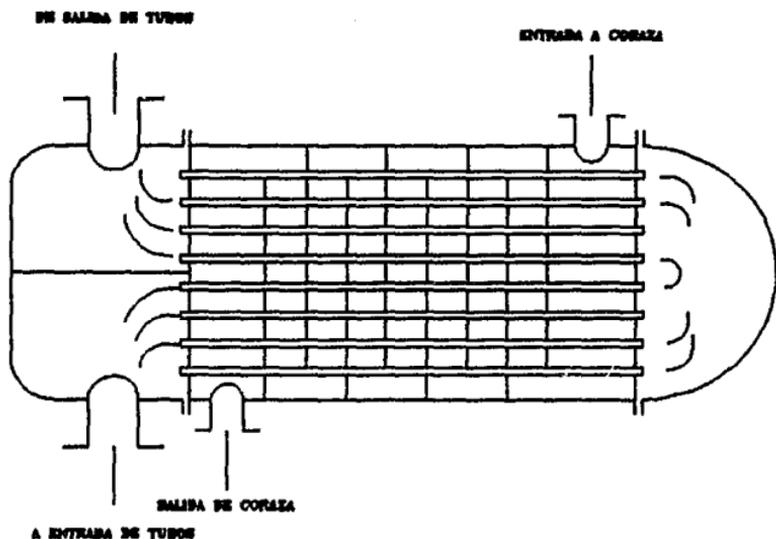
La instalación perfecta es aquella de la cual se obtiene un máximo de superficie de calefacción (con el menor número posible de accesorios), con un porcentaje de amortización aceptable para el propietario del generador.



CONFIGURACIONES DE INTERCAMBIADORES COMPACTOS

FIGURA II.1

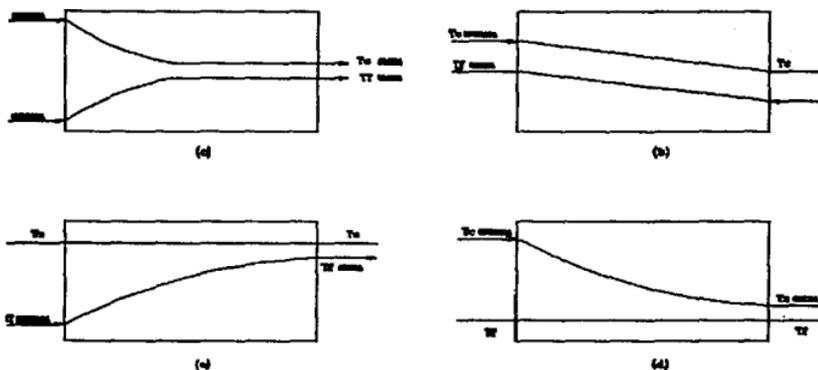
Ya que la superficie de calor se reduce con el aumento del equipo de recuperación de calor, es necesario considerar las dimensiones del equipo del diseño. Debido a las temperaturas más bajas que se puedan llegar a obtener, ya sea en los gases en la combustión



**DIAGRAMA ESQUEMATICO DE UN INTERCAMBIADOR
DE CALOR DE CORAZA Y TUBO**

FIGURA II.2

como en la chimenea, el equipo de recuperación de calor permitirá efectuar modificaciones para economizar tanto en los ventiladores como en los aditamentos recolectores de polvo y hollín. Se tendrá un aumento consecuente en las pérdidas de tiro así como en los costos de operación del ventilador de tiro inducido.



Perfiles de temperatura para cuatro configuraciones de intercambiadores de calor de una sola pasada y doble tubería. a)flujo paralelo. b)contrafujo. c)condensador. d)evaporador

FIGURA II.3

La temperatura de los gases a la entrada de los equipos de recuperación de calor, dependerá del tipo de caldera, es decir: marca, edad, tamaño, condiciones de trabajo, tipos de combustibles, etc. La temperatura a la que se puede producir los gases mediante su paso a través de la unidad, se determina por los siguientes factores:

- II.3.1.- Cantidad de calor que se puede absorber.
- II.3.2.- Temperatura de entrada del agua de alimentación y/o temperatura del aire de la combustión.
- II.3.3.- Punto de condensación de los gases de escape.
- II.3.4.- Temperatura de mayor economía a la salida, abajo de la cual sería nulo cualquier aumento de la eficiencia debido al aumento de los costos.

En la fig. II.3 se observa el comportamiento de las temperaturas según el tipo de flujo

II.4 Características de los equipos de recuperación

Desventajas de los equipos de recuperación de calor :

- II.4.1.- La operación a cargas bajas crea complicaciones en el diseño de los equipos.
- II.4.2.- Si en la combustión se originan residuos sólidos, estos crearán obstrucciones en los conductos del intercambiador.
- II.4.3.- Cuando las pérdidas de carga sean mayores se requerirán incrementos en el ventilador de tiro forzado.
- II.4.4.- Es necesario un mantenimiento continuo en las superficies de calefacción para mantener una eficiencia constante en el intercambiador.
- II.4.5.- Para reducir la corrosión en las partes más frías del intercambiador será necesario derivar parte de los gases de escape.

La corrosión externa es el principal factor que limita el diseño de equipos de recuperación de calor.

II.5 Corrosión externa.

La corrosión de la superficies externas (lado en contacto con los gases de la combustión) del equipo de recuperación de calor, ocurre cuando los gases son enfriados abajo de la temperatura de condensación, así como por la condensación de vapor de agua sobre dichas superficies esta corrosión por la presencia de sustancias sulfurosas, que forman ácidos sulfurosos y sulfúricos al mezclarse con la humedad. Este tipo de productos es el resultado de la combustión de la mayoría de los combustibles principalmente sólido y líquido.

El ácido sulfúrico tiene un punto de condensación de 93°C (200°F) más alto que el del agua. Esta relación varía según las proporciones entre el ácido y el vapor de agua.

El enmohecimiento y la corrosión de los calentadores de aire

aumenta generalmente cuando la temperatura del metal baja a menos de los 149°C (300°F), pero a temperaturas más altas, los diseños deben soportar un alto contenido de azufre en sus fluidos de trabajo y el límite de la temperatura debe ser más alto, tanto el contenido de azufre como de polvo afectan el diseño del equipo, debido a la corrosión y a la oclusión que pueden ocasionar respectivamente.

Los gases que tienen contacto con tubos y placas, alcanzan al punto de rocío más rápidamente que los que se desplazan en la corriente principal. Las temperaturas del flujo a lo largo del recorrido por la caldera y la chimenea son de gran variedad, creándose mayor corrosión donde estas temperaturas son menores, lo cual ocurre en las partes más frías del economizador y del precalentador de aire.

Una parte de la corrosión de menor grado debida al ácido sulfúrico tiene lugar a temperaturas del orden de los 326°C (620°F). Sin embargo, el mayor porcentaje de la corrosión se encuentra a temperaturas de 138 y 160°C (280 y 320°F), esto bajo condiciones normales de operación. El ácido sulfúrico reacciona con las cenizas volátiles, formando una costra vidriosa e insoluble.

La corrosión de los extremos más fríos puede ser, disminuida aparentemente, con la inyección de amoníaco en los gases de escape, ya que este producto neutraliza el efecto de las cenizas con el ácido sulfúrico. Pero esto trae como consecuencia una mayor contaminación a la atmósfera de los alrededores.

II.6 Economizadores

Estos pueden definirse como mecanismos de recuperación de calor, diseñados para transmitir la energía calorífica de los productos de la combustión hacia un fluido el cual generalmente es agua. El

empleo de estos sólo es justificable cuando las pérdidas por medio de los gases producto de la combustión equivalen a un 15% de la eficiencia total de la caldera. Usualmente estos equipos no son utilizados para la producción de vapor.

El economizador esta formado por un panel de tubos, a través de los cuales pasa el agua de alimentación del generador de vapor. Los gases de la combustión, al abandonar las superficies de convección del generador, pasan por los tubos del economizador y de esta manera calientan el agua de alimentación.

Como el agua de alimentación tiene al entrar al economizador una temperatura más baja que la del vapor que se encuentra en la caldera, la transmisión de calor en esta sección es más efectiva que en las superficies de convección del generador de vapor. La superficie del economizador, considerada como un porcentaje de la superficie de calefacción del generador, es la siguiente: incluyendo el calentador de aire de 25% a 30% y sin incluir el calentador de aire de 40% a 60%.

Ventajas del economizador. Comparado con el precalentador de aire.

II.6.1.- Su costo inicial es más favorable en las instalaciones chicas, así como en las unidades que trabajan con presiones de vapor bajas.

II.6.2.- Se requiere menos fuerza auxiliar.

II.6.3.- Su acción acumulada de calor facilita una evaporación más rápida cuando se trabaja con ciclos alternos de arranque y parada.

II.6.4.- Su espacio requerido es menor para una capacidad determinada.

II.6.5 Diseño.

Materiales de acero para la construcción de economizadores, estos solo especialmente para los generadores de vapor a presión alta, se emplea por lo regula tubería de acero suave. Este tipo de

acero permite la disposición compacta de este tipo de superficie con un espaciamiento reducido de los tubos una buena trasmisión de calor y un costo relativamente bajo.

Materiales de hierro fundido. Para la operación a bajas presiones en condiciones de operación no favorables y/o mantenimientos problemáticos, se utilizan estos tipos de materiales los cuales tienen mayor resistencia a la corrosión, pero a costa de un mayor costo inicial.

Un economizador ampliamente utilizado es como el que se muestra en la fig. II.4, está construido de tubos aletados (superficies amplificadas con discos fundidos, formando una sola pieza con el tubo). Las bridas de unión son rectificadas a esmeril y provista de juntas de empaque .

Pérdida de tiro permitida a través del economizador y el precalentador (si es que ambos han sido instalados) determinará la longitud del equipo de calefacción.

Transferencia de calor, esta dependerá en gran medida de la velocidad de los gases y como se mostró en el punto anterior este está en función de la pérdida de carga que pueda admitirse en el tiro de los gases. A mayor velocidad del flujo de gases se tiene un mejor coeficiente convectivo de transferencia. A continuación se muestran algunos de los coeficientes convencionales utilizados en las superficies de los economizadores.

TIPOS DE ECONOMIZADORES	COEFICIENTE DEL FLUJO FLUJO DE LA MASA, kg/h cm ² DE ÁREA LIBRE	CONDUCTANCIA W/m ² °C
Economizadores de tubos de acero:	--	--
Tubos con aletas	457	7
Tubo liso	316 a 492	4.6 a 7
Fierro colado	105 a 211	1.4 a 2 2.8 a 3.4

TABLA II-1 PARÁMETROS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL
ECONOMIZADOR [15].

Presión del agua. El agua de alimentación se induce al economizador con una presión entre 1% y 20% mayor que la presión del generador, para lograr una compensación adecuada de las pérdidas que se originan a través del propio economizador, así como al paso del agua por el regulador de alimentación.

Agua de alimentación. La eficiencia de un economizador baja en cuanto se aumenta la temperatura del agua de alimentación.

Temperatura al agua de descarga. La temperatura final debe quedar cuando menos unos 22 a 27.5°C (40 a 50°F) abajo de la temperatura de evaporación. La superficie de calefacción del economizador quedará limitada por esta restricción. Una superficie de calefacción mayor, provocará una mayor transferencia de calor en el economizador, si la cantidad de agua de alimentación se restringe o se corta completamente. Al normalizarse nuevamente la circulación, este vapor escapará rápidamente, dejando al economizador parcialmente vacío. Al volverse a llenar, sufrirá

golpes de ariete y tensiones, derivados del cambio de temperaturas, que ocasionarán goteos y otros desperfectos.

De preferencia el agua se introduce por la parte inferior del economizador, llevando una corriente ascendente a lo largo de los tubos, mientras que los gases se introducen de arriba hacia abajo. Con esta disposición la descarga del agua recibe la acción de los gases más calientes, resultando una absorción de calor mayor que la que se puede obtener con el flujo paralelo.

II.7 CALENTADORES DE AIRE

El precalentador de aire no es un aditamento absolutamente necesario para la operación de una planta generadora de vapor. Su empleo depende de las condiciones y necesidades de la instalación así como de los factores técnicos y económicos de la planta. Los factores económicos más importantes, basados en los ahorros netos, en función de la inversión, incluyen: (1) el costo inicial, (2) el costo de operación relacionado con el combustible y la energía consumida por el ventilador y, (3) la temperatura a la que se desea precalentar el aire y la temperatura final de los gases de escape.

Una reducción de la temperatura de los gases de escape en 56°C (100°F), elevará la eficiencia general de la planta de un 2.3% a 2.6%.

El aire absorbe el calor con más lentitud que el agua y en consecuencia, el calentador de aire requiere mayor superficie de calefacción, por lo tanto este último ocupará un espacio mayor al del economizador. A pesar de esto, el precalentador requiere un diseño más sencillo además de tener un peso menor que el del economizador, por las siguientes razones: (a) La temperatura entrada del aire es menor que la del agua entra al economizador (b) Las presiones a las que trabaja el economizador son altas,

mientras que la diferencia de presión del precalentador no son mayores de 0.53 kg/cm^2 ($\frac{3}{4} \text{ lb/plg}^2$). Aun cuando las superficies de calefacción sean mayores en el precalentador este será de costo relativamente más bajo debido a su menor grado de dificultad en su diseño.

A continuación se muestran algunas de las ventajas ofrecidas por los recuperadores de calor como son los precalentadores de aire:

II.7.A.- La combustión es prácticamente completa debido al menor empleo de exceso de aire.

II.7.B.- Se tiene una mejor ayuda para la estabilización en la ignición del combustible, que mejora la ignición cuando se tienen cargas bajas.

II.7.C.- Acelera la ignición permitiendo así tener mayor flexibilidad en la variación de carga.

II.7.D.- Debido a la mayor aceleración en la combustión, se puede lograr tener cañones de menor dimensión para la misma carga o con la misma dimensión de cañón trabajar con mayor carga.

II.7.E.- Se obtiene un incremento en la eficiencia del generador, debida el mejoramiento de la combustión y una disminución en la temperatura de los gases de escape, pudiéndose así reducir la superficie de calefacción del generador.

II.7.F.- En los casos que el calor recuperable es mayor que el que se puede aprovechar para el calentamiento del agua de alimentación. Es empleado para calentar el aire necesario para combustión.

II.7.G.- El contenido de SO_3 es menor en los gases de escape, reduciendo el grado de contaminación.

II.7.H.- La combustión más completa obtenida gracias al precalentador reduce los depósitos de carbón, teniendo como resultado períodos más largos de trabajo y menos paradas para mantenimiento del generador.

Las desventajas de los precalentadores de aire son las siguientes:

- II.7.a.- El implemento de los calentadores en equipos de generación de vapor aumenta los costos tanto en la chimenea como en los materiales refractarios.
- II.7.b.- Las oclusiones pueden traer efectos secundarios en la unidad generadora de vapor debido a la mala circulación de los fluidos.
- II.7.c.- En la mayoría de los casos que no cuentan con estos dispositivos se requiere de un nuevo diseño para la implementación de ductos y tuberías.
- II.7.d.- Se requiere de una potencia en el ventilador mayor a las nominales que no cuentan con estos dispositivos de recuperación de calor.
- II.7.e.- En el caso de fugas no son fácilmente detectables si no hasta que se presenta una corrosión avanzada.

II.7.1 Diseño y aplicación.

Se tiene un promedio aproximado en los coeficientes de transferencia de calor en los gases de escape hacia el aire de entre 9.72 y 24.4 kcal/hm² por °C (2 a 5 Btu/hpie² por °F) de promedio de diferencia de temperaturas entre los gases y el aire. Se tiene que los coeficientes de transferencia en los precalentadores de aire son más bajos, y esto es debido que la superficie de estos se encuentran secas por el contrario de los economizadores.

Aunque el coeficiente de transferencia de calor depende de la configuración del equipo (tuberías y coraza), dependerá en mayor medida de la velocidad que se le imprima a los fluidos. Por otra parte las pérdidas de cargas generadas en los fluidos variaran proporcionalmente al cuadrado de la velocidad. En consecuencia se tendrá como mayor restricción en el diseño un máximo de pérdidas de carga (caída de presión), para limitar la máxima velocidad que deban tener los fluidos al cruzar cada recuperador de calor.

La superficie del precalentador de aire puede llegar a tener una proporción de superficie del entre el 80% y 150% comparada con la superficie de calefacción del generador esto si el precalentador trabaja conjuntamente con un economizador.

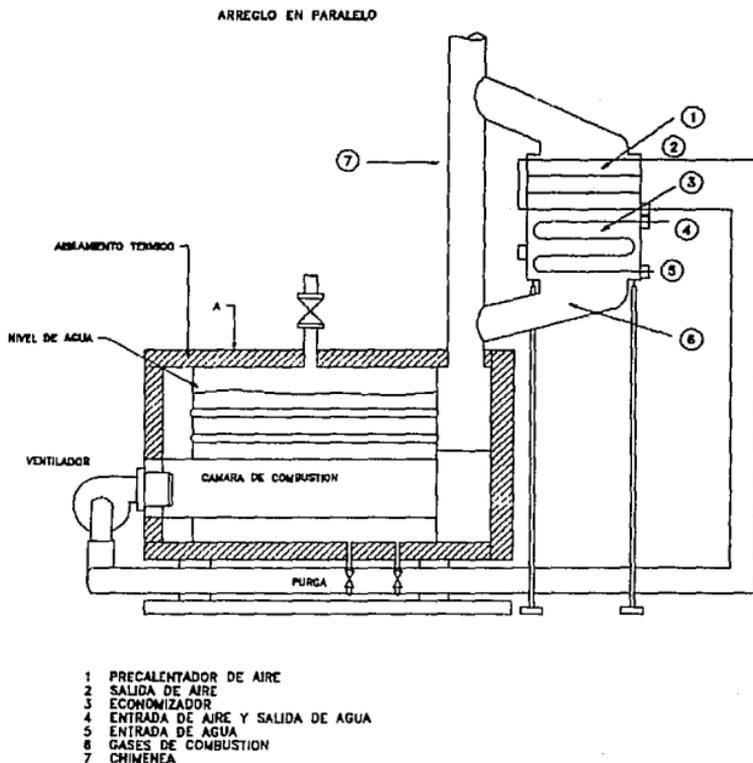
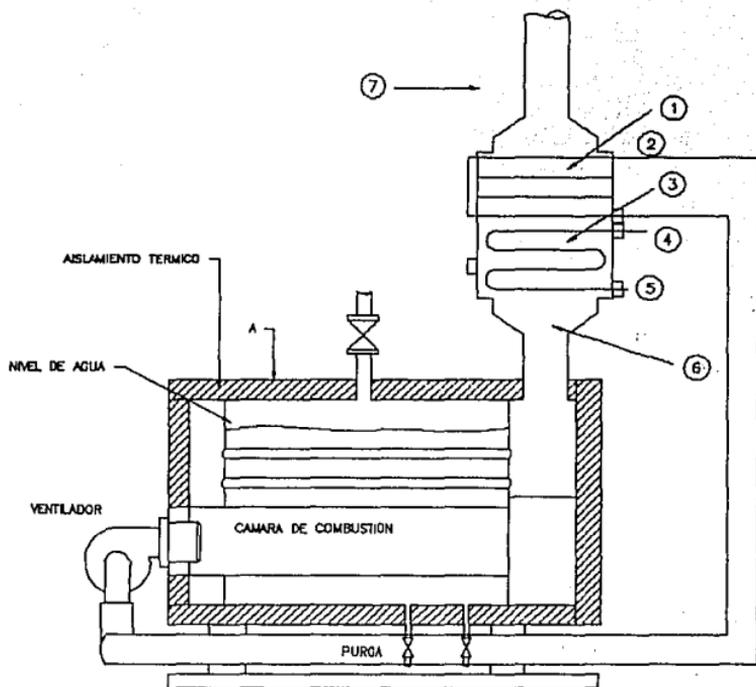


FIGURA II.4

No se obtendrá ninguna ventaja con el empleo de tubos aletados,

ARREGLO EN SERIE



- 1 PRECALENTADOR DE AIRE
- 2 SALIDA DE AIRE
- 3 ECONOMIZADOR
- 4 ENTRADA DE AIRE Y SALIDA DE AGUA
- 5 ENTRADA DE AGUA
- 6 GASES DE COMBUSTION
- 7 CHIMENEA

FIGURA II.5

ya que el coeficiente de transferencia de calor entre el gas y el metal, es aproximadamente el mismo que le del metal y el aire.

Para saber la temperatura a la cual se debe calentar el aire en el precalentador se deberán tomar en cuenta los siguientes factores: (1) características del combustible, (2) el tipo de método empleado en la combustión, (3) el tipo de quemador, (4) forma de alimentación del combustible.

Limitaciones de las temperaturas bajas. La temperatura del punto de rocío de los vapores condensables contenidos en los gases de escape, será el factor predominante en la determinación de la temperatura de los gases de escape así como la temperatura del aire de entrada.

Algunas de las formas de controlar la corrosión en la parte fría del equipo se muestran a continuación:

- Derivando o recirculando el aire o el gas de la combustión, con un aumento correspondiente en la capacidad del ventilador.
- Variando la superficie de calefacción.
- Con la utilización de materiales resistentes a la corrosión tales como el hierro colado o aceros aleados.
- Utilizando flujos paralelos entre el gas y el aire, evitando los flujos cruzados.
- Utilizando recubrimientos anticorrosivos en las partes frías del recuperador de calor.

II.8 Aplicaciones e instalación.

Dichos dispositivos tienen que considerarse, tanto desde el punto de vista económico, como en lo relativo a la accesibilidad para su manejo y mantenimiento.

Por lo general se colocan los equipos calentadores de aire posteriormente al equipo del economizador. Ocasionalmente se llega a montar el precalentador de aire insertado en la parte media del economizador, pero jamás previo a él.

El equipo de recuperación puede ser diseñado para diferentes

tipos de flujo ya sea horizontal, vertical o mixto y también diseñarse para distintos números de pasos; como los que se muestran en la fig. II.2. Para la colocación se puede contar con una gran variedad de opciones en torno al generador de vapor; estos pueden estar colocados cerca o lejos, por encima del generador o a nivel de piso, con implementos de sujeción al piso o al techo del cuarto de máquinas; ver fig. II.4. Como se observa en el párrafo anterior la versatilidad de estos implementos es grande lo que permite economizar por una parte la instalación.

Conexiones de los ductos. Se desea que los ductos sean lo más cortos posibles por razones de pérdidas y disminución de material. El aislamiento de los ductos así como de la coraza y los recolectores de polvos es de suma importancia para evitar posibles condensaciones, debidas a los decrementos de temperatura, en los gases de escape y por consecuencia mayores grados de corrosión. De preferencia las uniones de los ductos deben estar soldadas y las puertas de registro selladas a prueba de fugas.

En el diseño deben considerarse dispositivos de lavado y recolección de aguas ya sea por medio de una tolva o de un recipiente plano.

CAPITULO III

PROMOTORES DE TURBULENCIA (PIROTURBULADORES).

III.1 Generalidades

El objetivo primordial que se presenta en este capítulo es el de mostrar y utilizar una opción que intensifique la convección forzada en los tubos de humo dentro del generador de vapor en estudio, en régimen turbulento, y que resulten en un mínimo las caídas de presión. Se espera que este intensificador ayude a reducir costos de equipo de calefacción o en su defecto aumentar la capacidad generadora de la caldera por medios térmicos.

Un aspecto importante es que se comparó la operación de los promotores de turbulencia en semejantes condiciones de trabajo para cada tipo, los cuales se presentarán más adelante en este mismo capítulo.

Los estudios realizados por [17] en cada uno de los promotores señalados se realizaron conforme, a sus características dinámicas, así como en los aspectos secundarios que intervienen indirectamente en la variación de su eficiencia.

Otro de los objetivos de colocar promotores de turbulencia es el reducir los costos, gracias al aumento de eficiencia térmica, es decir que se reducirán los costos de operación, aumentando el coeficiente global de transferencia, tratando de variar en un mínimo los valores de ΔP en condiciones de gasto y temperatura constantes.

III.2 A continuación se mostraran, en la figura III-1, los piroturbuladores propuestos para ser estudiados de acuerdo a los criterios anteriormente señalados, alguno de los modelos de promotores de turbulencia o piroturbuladores han sido propuestos en [15].

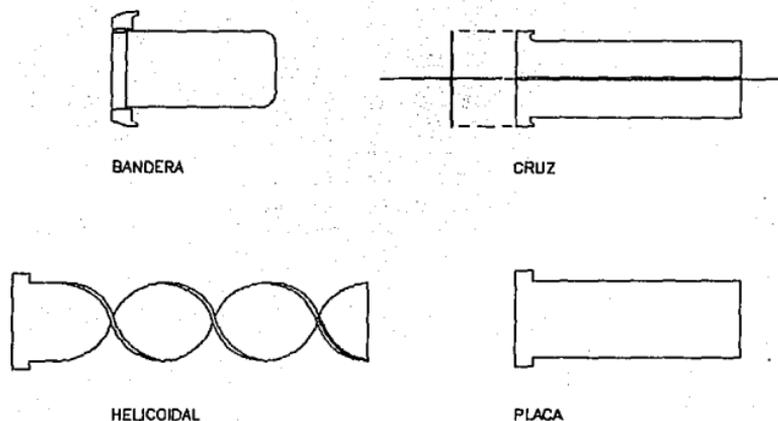


FIGURA III.1 TIPOS DE PROMOTORES

En pruebas experimentales [17] se encontró que el uso de promotores de turbulencia repercutía en el aumento de vibración molecular de los fluidos dentro de los tubos. Con estos estudios se obtuvieron resultados secundarios como fueron el incremento en los valores de los coeficientes de película tanto interno, h_i , como externo, h_e , siendo que los promotores de turbulencia sólo se encontraban instalados en la parte interna del sistema, en este caso (interior de los tubos de humo).

Para lo sucesivo se manejará un parámetro adimensional, mediante el cual se evaluaron las eficiencias de cada uno de los promotores, y esta definido de la siguiente manera:

$$U^* = \frac{U}{U_0} \quad (\text{E.III-1})$$

U se refiere al coeficiente global en presencia de un promotor de turbulencia y U_0 se refiere al coeficiente global base, para las mismas condiciones operacionales del generador de vapor, en estado normal de operación.

Convencionalmente, cuando U es del mismo orden de magnitud o menor a U_0 , el proceso de turbulencia se obtiene insertando en los fluxes algún tipo de promotor como los mostrados en la Fig. III-1. El aspecto de presión paralelo al aumento en el valor del coeficiente global de transferencia de calor es un punto de suma importancia por lo que se tomará en cuenta durante la elección del promotor más adecuado en el caso de generadores de vapor.

En el incremento de la capacidad convectiva de calor y de masa, en sistemas sometidos a pulsaciones mecánicas, ha sido estudiado en las últimas dos décadas. Los trabajos indican que fenómenos convectivos pueden intensificar su capacidad de transferencia hasta en un orden de magnitud del 30% cuando la capa límite se perturba mediante pulsaciones. Consistentemente los procesos menos estables con perturbación externas son entre otros la convección natural desde cilindros, estos obtienen incrementos en su magnitud de hasta 10 veces cuando se les somete a perturbaciones externas. Las vibraciones en cualquiera de los casos, afecta directamente el proceso de transferencia como un resultado del cambio de la frecuencia de onda en las líneas de corriente del fluido. Es decir que la variedad de partículas que llevan a cabo la transferencia así como el grado de incidencia sobre los mecanismos de transferencia de calor se ven aumentados en gran medida gracias a la promoción de dichas vibraciones.

En resumen puede explicarse la intensificación de la convección como un incremento en la turbulencia del fluido.

III.3 A continuación se mostrará un estudio cualitativo de los promotores propuestos así como sus ventajas y desventajas en cada caso.

1

A.-P.T. Plano: Este promotor es de fácil fabricación; sus materiales pueden ser de características no muy resistentes al desgaste debido a su aerodinámica; la sujeción de este se lleva a cabo en la boca del tubo de tal manera que las vibraciones que este produce son transmitidas directamente al espejo de

tubos del generador de vapor, las cuales tienen un bajo grado de frecuencia debido a la misma dinámica del promotor; el incremento en la turbulencia que de este promotor se obtiene es del orden del 10% y consecuentemente U^* será 1.1.

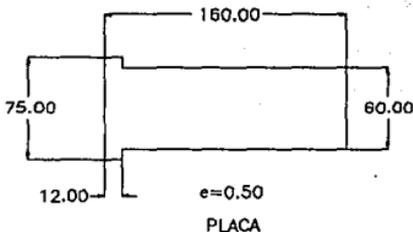


FIGURA III.2 PROMOTOR PLANO

B.-P.T. Plano Helicoidal: Este caso es semejante al anterior pero con la variación de formar un hélice a lo largo de su trayectoria, en este caso la fabricación se complica un poco más; los materiales que lo componen pueden ser también de una resistencia media debido al bajo nivel de vibración que este produce; el coeficiente convectivo aumenta

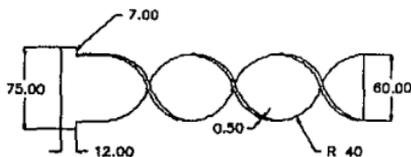
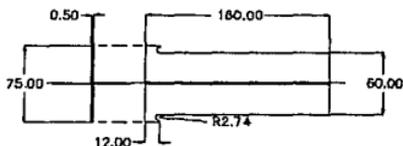


FIGURA III.3 PROMOTOR HELICOIDAL

¹Las acotaciones de los dibujos que muestran los promotores de turbulencia se encuentran acotados en [mm]

considerablemente al caso anterior ya que la dinámica de este promotor es más contradictoria al flujo que en el caso anterior, por ende las caídas de presión son mayores; la sujeción será también en la boca de los fluxes; la turbulencia que de este se obtiene es del orden del 25% y su U^* será 1.25.

C.-P.T. Plano Cruzado: A semejanza del plano con la variación de tener un inserto en su parte media a manera de cruz; la fabricación en este caso es relativamente sencilla dependiendo esta básicamente de la unión de las dos



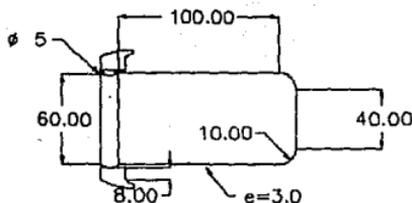
CRUZ

FIGURA III.4 PROMOTOR CRUZADO

laminas. El incremento en las características de este tipo de promotor serán aproximadamente del 50% mayores a las de las obtenidas al el caso A.- tales como vibración, pérdidas de presión, aumento del coeficiente de transferencia por lo tanto tendremos un incremento de en la turbulencia del 20% y U^* será de 1.2.

D.-P.T. Bandera: Las características de funcionamiento y fabricación de dicho promotor están basadas en la articulación de uno de su extremos el cual esta fijado de igual manera que los casos anteriores a la boca de los fluxes. La articulación permite que el promotor de forma plana se mueva aleatoriamente en el interior del fluxe (similarmente a una bandera); la longitud de dicho promotor no podrá ser mayor al diámetro interior del fluxe para así poder permitir su máxima oscilación; los efectos de vibración son altamente disminuidos gracias al amortiguamiento que produce la articulación; finalmente la turbulencia que de este se obtiene es considerablemente mayor y por resultado los

Las acotaciones de los dibujos que muestran los promotores de turbulencia se encuentran acotados en [aa]



coeficientes de transferencia son también afectados en el orden del 28% en la turbulencia y U^* de 1.30.

BANDERA

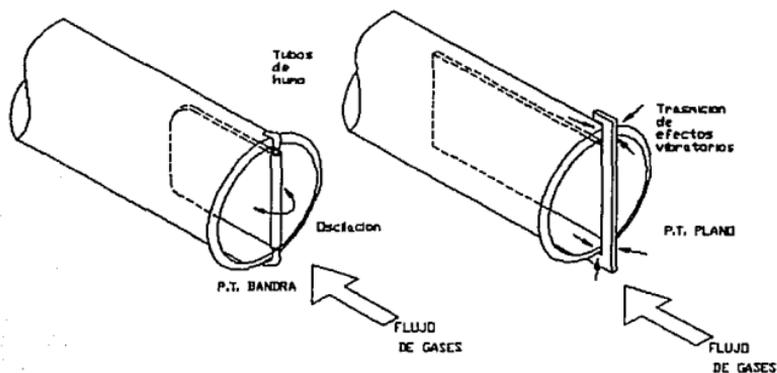
FIGURA III.5 PROMOTOR BANDERA

III.4 Para poder tener un parámetro de discriminación de los promotores de turbulencia mostrados anteriormente será necesario identificar las necesidades que se tienen de estos en un generador de vapor.

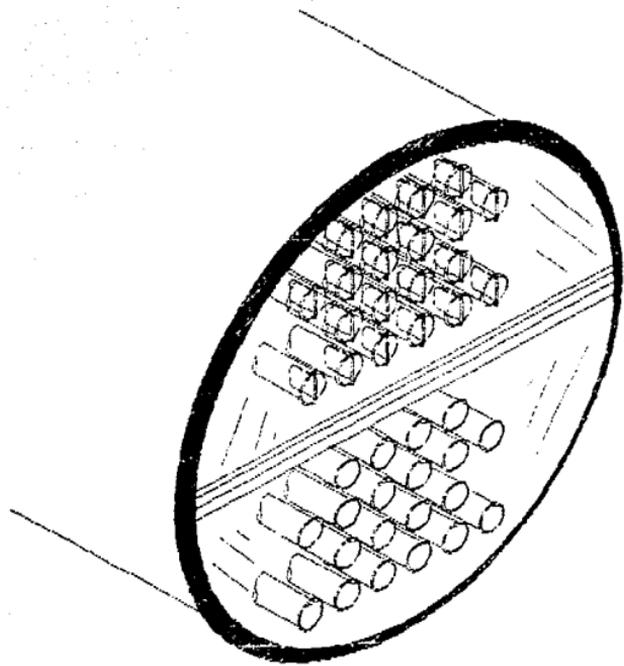
El incremento de la eficiencia en los generadores de vapor por recuperación de calor nos muestra un panorama de alternativas en la recuperación de energía térmica. Una de estas deberá ser el máximo aprovechamiento del calor transmitido por los gases dentro del generador de vapor, esto es el incremento en lo posible de los coeficientes de transferencia de calor, sin dejar de tomar en cuenta lo que dicho aumento implica en otros sectores de nuestro generador de vapor. Como es la caída de presión que de forma directa repercutirá en un incremento en el consumo de energía demandada por el ventilador; otro de los factores a considerar serán los efectos vibratorios los cuales afectan en forma directa sobre el desgaste en la estructura de todos los componentes del generador de vapor, haciendo disminuir su vida útil y/o aumentando sus costos de mantenimiento.

Por los aspectos mostrados en el párrafo anterior y las características de cada uno de los promotores de turbulencia se concluye que el promotor más adecuado para el incremento en la

turbulencia de los gases en el interior del generador de vapor es el denominado p.t. "bandera", el cual presenta el mayor valor del coeficiente global de transferencia con respecto a los demás promotores y que además gracias a sus características de articulación ayuda a amortiguar los efectos vibratorios así como las caídas de presión y aún que el costo de fabricación es mayor se puede estimar que el tiempo de amortización es menor al de los otros promotores los cuales están sujetos directamente a los tubos, como se muestra en la fig., siendo que en este caso los efectos vibratorios y las caídas de presión son mayores lo que requiere de un mantenimiento más continuo, implicando un incremento en el costo de estos.



COLOCACION DE LOS PROMOTORES DE TURBULENCIA



ARREGLO DE PROMOTORES

CAPITULO IV

DISEÑO DEL EQUIPO DE RECUPERACIÓN DE CALOR

IV.1 CONDICIONES A CUMPLIR

Teniendo como objetivo analizar y optimizar el sistema de vapor de las caldera del tipo paquete, y tomando en cuenta que al economizador y precalentador de aire son equipos fundamentales en los grandes sistemas y de usos poco difundidos para el tipo de generador que nos ocupa, es necesario que se conozca y asimilen todos los factores que intervienen en el diseño y operación de estos equipos de recuperación de calor para incorporarlos a los generadores de vapor tipo paquete.

En el presente capítulo se menciona al economizador y precalentador como "kit" manejados estos dos como una unidad y por su nombre cuando son referidos en forma independiente.

A continuación se enlistan las condiciones y factores a tomar en cuenta para el diseño de estos equipos:

- Vaporización.
- Presión de vapor.
- Temperatura del vapor.
- Temperatura del gas.
- Temperatura del agua de alimentación, y del aire para combustión.
- Porcentaje medio de ($CO_2 + SO_2$) en los gases.
- Tipo de material utilizado en la fabricación.
- Tipo de tubos a emplear.
- Incremento admitido de la presión de los gases como consecuencia de las pérdidas debidas a la interposición del kit.
- Incremento admitido de la presión del agua y del aire como consecuencia de las pérdidas de carga debidas al kit.

El valor de las pérdidas de carga aceptable está limitado por los

siguientes factores:

- La configuración del equipo
- La instalación existente
(ventiladores, motobombas, etc.)
- La energía que se consume para vencer estas pérdidas.

Por tanto es necesario para el diseño definir previamente las pérdidas de carga que puede admitirse.

Otros puntos importantes:

- El aumento de la eficiencia no procede únicamente del calor que se recupera de los gases de escape, sino también de las condiciones de combustión que son mejoradas por el precalentamiento de aire.

- El aire absorbe el calor con más lentitud que el agua y en consecuencia, el calentador de aire requiere de mayor superficie de calefacción, por cuyo motivo ocupa un espacio más grande que el economizador.

- El precalentado ofrece entre otras características una mejora en la eficiencia de la combustión, ayuda a la estabilización de la ignición del combustible, entre mayor sea el precalentamiento, menor será el contenido de SO_2 en los gases de escape, lográndose un decremento en la temperatura de los gases en la chimenea y mayor aprovechamiento de la energía suministrada.

La temperatura a la que se debe precalentar el aire por la combustión, varía considerablemente y es afectada por:

Las características del combustible.

El método de combustión empleado.

El equipo de alimentación del combustible.

IV.2 Método analítico para el diseño térmico del equipo

Para iniciar el cálculo de intercambiador se supone conocido el flujo de calor (Q) a retirar, la diferencia de temperaturas (DT)

y se propone un valor típico del coeficiente global de transferencia (determinado según el tipo de fluido "lado frío" y "lado caliente").

Las características geométricas del equipo (ver fig. VI.1), son función del área de transferencia determinada mediante:

$$Q = A \cdot U \cdot DT$$

DT= diferencia de temperatura (determinada)

A= área total de transferencia (a determinar)

Q= energía a transferir (cálculo)

U= coeficiente global de T (propuesto)

El método determina un nuevo coeficiente global de transferencia de calor que a su vez servirá para calcular la cantidad de energía máxima permitida a retirar, mediante una serie de iteraciones estableciendo en definitiva las características geométricas del equipo.

Las dimensiones del paso transversal (X_t) y el paso longitudinal (X_l) se toman de arreglos propuestos [3], ver fig. IV.1. Las medidas de la coraza son:

Dimensiones aproximadas de la coraza (L_1, L_2, L_3)

$$L_1 = 4 X_l$$

L_2 = longitud del tubo

L_3 = no. de tubos por hilera (x_t)

X_t = paso transversal

X_l = paso longitudinal

d_o = diámetro int. de la aleta

δ = espesor de la aleta

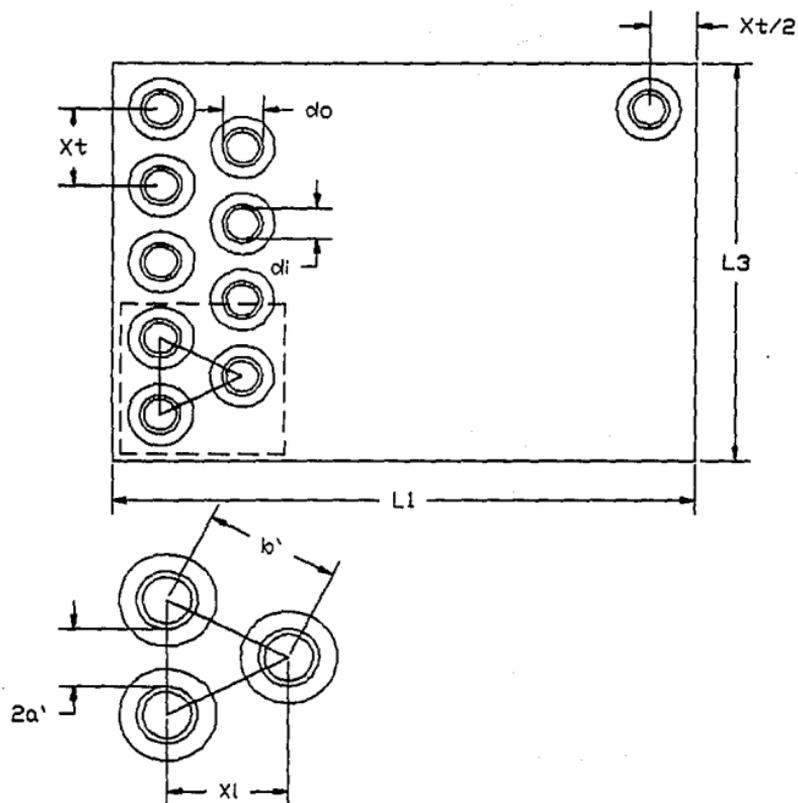
N_f = número de aletas

N_t = número de tubos

d_e = diámetro ext. de la aleta

- Análisis lado gases [2].

$$\text{área de flujo } (A_o) \quad 2\delta = (X_t - d_o) - (d_o - d_o) \delta N_f \quad (2)$$



DET. A

FIGURA IV.1 ARREGLO ECONOMIZADOR

$$\text{Área de flujo } (A_o) \quad 2a' = (X_c - d_o) - (d_s - d_o) \delta N_z \quad (2)$$

c' = tomar el valor mayor de entre $2a'$ y $2b'$

$$b = \left[\left(\frac{x_t}{2} \right)^2 + x_1^2 \right]^{1/2} - d_o - (d_o - d_o) \delta \eta_f \quad (3)$$

$$A_o = \left(\frac{L_2}{x_t} - 1 \right) C L_2 + [(x_t - d_o) - (d_o - d_o) \delta N_f] L_2 \quad (4)$$

Área total de transferencia.

$$A = A_p + A_f$$

$$A = A_p + A_f \quad (5)$$

$$A_p = \pi d_o (L_2 - \delta N_f L_2) N_T + 2 \left(L_1 L_2 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_T \right) \quad (6)$$

$$A_f = \left[\frac{2\pi (d_o^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_o \delta \right] N_f L_2 N_T \quad (7)$$

$$D_h = \frac{4 A_o L_1}{A} \quad (8)$$

diámetro hidráulico (Dh)

$$G = \frac{W}{A_o} \quad (9)$$

velocidad masa (G)

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (10)$$

eficiencia del arreglo de aletas (η_o)

DIFERENCIA DE TEMPERATURAS.

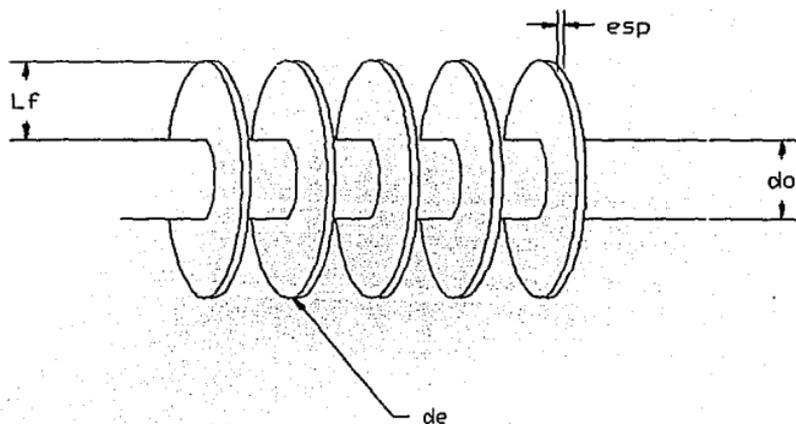


FIGURA IV.3 TUBO ALETADO

$$\Delta T_{1n} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} * Ft \quad (11)$$

FACTOR DE DIFERENCIA DE TEMPERATURAS

$F_T = f$ (arreglo, R, S) (ver diagrama en el apéndice "E")

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (12)$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_2 - T_1)} \quad (13)$$

Flujo cruzado contra corriente dos pasos, flujo en la coraza mezclado, fluido en los tubos sin mezclar

No. de Reynolds basado en el diámetro hidráulico (D_h)

$$Re_{Dh} = \frac{GD_h}{\mu} \quad (14)$$

No. de Reynolds basado en el diámetro exterior (d_o)

$$Re_{d_o} = \frac{Gd_o}{\mu} \quad (15)$$

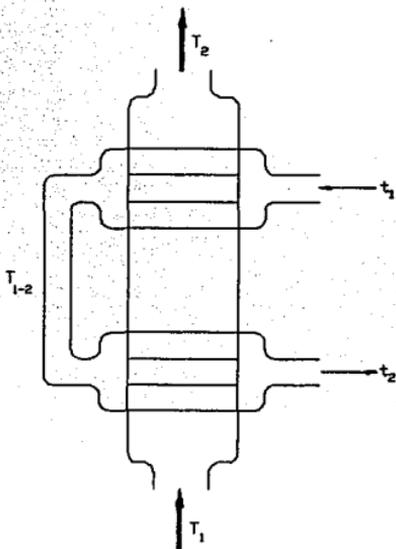


Figura IV.20 FLUJO CRUZADO

Correlación gases (factor de Colburn)

$$j = 0.0014 + 0.2618 Re_{d_o}^{-0.4} \left(\frac{A}{A_c} \right)^{-0.15} \quad (16)$$

$A_c = N_T \times L_2 \times \pi d_o$ (sin tomar en cuenta las aletas)

$$h = \frac{Cp \mu}{Pr^{1/3}} \frac{1}{D_h} f Re \quad (17)$$

Cp = calor específico, Pr = número de prandtl,

Re = número de reynolds

Análisis para la parte del agua [4].

m_{tubo} igual a m_{total} entre no. de tubos por paso.

$$Re_{dt} = \frac{4 m_{tubo}}{\mu \pi d_t} \quad (18)$$

CORRELACIÓN

Coefficiente por convección del agua (h).

$$h = \frac{Nu k_{agua}}{D} \quad (19)$$

Coefficiente global de transferencia de calor (U).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta_0 (h_h + h_{sh})} + R_w A + \frac{1}{(h_c + h_{sc})} \frac{A}{A_c}} \quad (20)$$

donde : A = área total de transferencia, lado caliente.

A_c = área lado frío (interior de los tubos).

R_w = resistencia térmica, pared del tubo.

η_0 = eficiencia de las aletas.

h_{sh} = factor de ensuciamiento lado gases

h_{sc} = factor de ensuciamiento lado frío

Nu = nusselt = $1.13 C_1 Re^{1/2} Pr^{1/3}$ (ver apéndice "E")

K agua = coeficiente de transferencia por conducción para el agua

Resistencia térmica [5].

$$Rw = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_w L_z N_T} \quad (21)$$

d_o = diámetro ext. del tubo
 d_i = diámetro int. del tubo
 k_w = coef. por cond. del mat. del tubo
 L_z = longitud del tubo
 N_T = número de tubos

IV.3 CAÍDAS DE PRESIÓN

-Para tubos individualmente aletados, lado de la coraza [2].

$$\Delta P = \frac{G^2}{2g_o \rho_i} \left[f \frac{L_z}{\pi} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (22)$$

$$f = 0.004904 + 1.382 Re_{do}^{-0.15} \left(\frac{r_o}{r^*} \right)^{0.5} \left[\frac{(x_t - d_o) \gamma}{4(1 - \gamma \delta)} \right]^{-0.8} \left(\frac{x_t}{2r^*} - 1 \right)^{-1} \quad (23)$$

(24)

G = velocidad masa
 ρ = densidad a las condiciones promedio
 ρ_i = densidad a las condiciones de entrada
 donde :

$$\frac{r^*}{r_o} = \frac{A/A_T}{(x_t - d_o) \gamma + 1} \quad (25)$$

A_T : superficie de calefacción tubos, sin tomar en cuenta las aletas.
 r_o : radio exterior del tubo.
 γ : aletas por unidad de longitud.
 A : superficie total de calefacción, lado caliente

$$\Delta P_{T'} = \frac{fG^2 L n}{2\rho\Phi_c}$$

-Interior de los tubos (aproximación) [5].

Para fluidos que se calientan o enfrían en tubos.

Caída de presión total del lado de los tubos.

$$\Delta P_T = \Delta P_c + \Delta P_r \quad (27)$$

ΔP_T : caída de presión en los tubos.

ΔP_c : caída de presión por cambio de dirección.

$$\Delta P_c = \frac{f \cdot G_{di}^2 \cdot L \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D \cdot \Phi_c} \quad (28)$$

$$\Delta P_r = \frac{4n}{s} \frac{V^2}{2g} \quad (29)$$

ΔP_r : caída de presión tubería recta

G : velocidad masa

L : longitud de la trayectoria del tubo

n : número de pasos

g : aceleración de la gravedad

ρ : densidad, condiciones promedio

di : diámetro interior de la tubería

S : gravedad específica

v : velocidad del fluido interior tubos

f : factor de fricción (ver apéndice "E")

$$\Phi_c = \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right) \Psi \quad (30)$$

$$\Psi = 0.14 ; \text{Re}_t > 2100$$

$$\Psi = 0.25 ; \text{Re}_t < 2100$$

μ_w : viscosidad dinámica a las condiciones de temperatura de la pared de los tubos

μ : viscosidad dinámica a las condiciones promedio de temperatura

CAPITULO V
ANÁLISIS Y RESULTADOS ESPERADOS

V.1 Resultados del análisis térmico sin prototipo.

Se muestra a continuación los resultados obtenidos del análisis térmico, realizado al generador de vapor ubicado en el laboratorio de la facultad de Ingeniería de marca CE-RREY, y al final de este se muestran las tablas con los datos y mediciones así como los resultados obtenidos.

Capacidad nominal.

$$CN = 504.624 \text{ [kW]}$$

Capacidad real.

$$CR = 661.59 \text{ [Kw]}$$

Factor de sobrecarga.

$$FS = 1.311$$

Factor de vaporización.

$$FV = 1.1357$$

Calor suministrado.

$$Q_s = 807.48 \text{ [Kw]}$$

Gasto de combustible.

$$G_c = 0.018 \text{ [kg/s]}$$

Calor aprovechado.

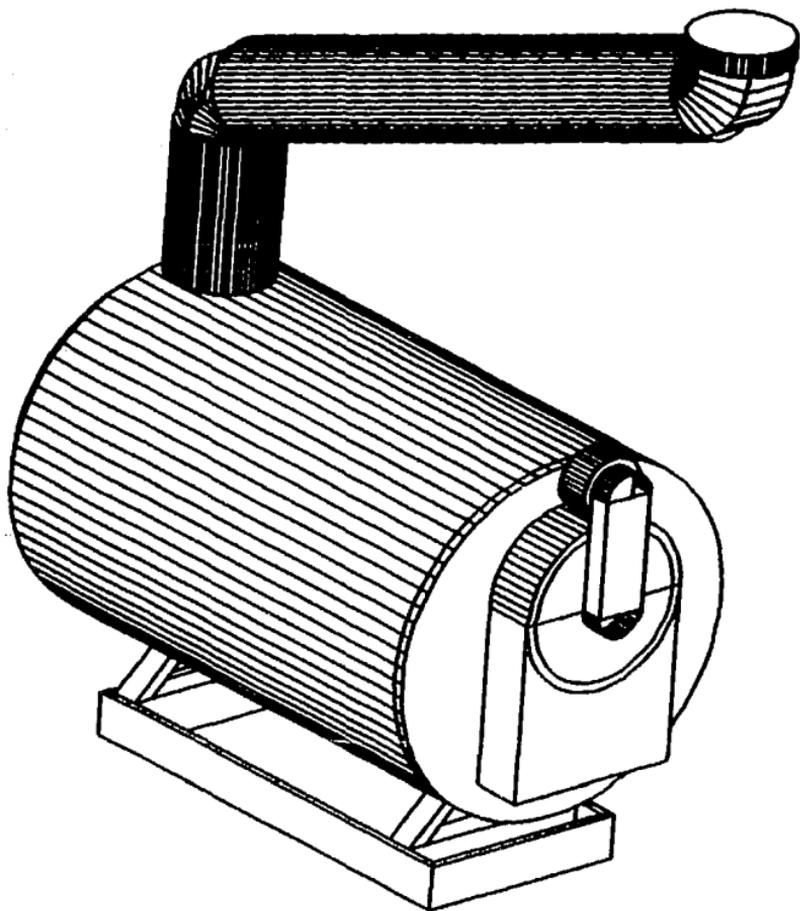
$$Q_a = 661.59 \text{ [Kw]}$$

Eficiencia.

$$\eta_{ca1} = 82\%$$

Gasto de vapor.

$$G_v = 0.2494 \text{ [kg/s]}$$



VISTA DEL GENERADOR DE VAPOR SIN PROTOTIPO

V.2 Rendimiento de la caldera con prototipo

Con los elementos determinados hasta el momento se procederá a realizar un ejercicio en el que se proyectará de manera hipotética desde la construcción de un equipo de recuperación de calor hasta su montaje en el generador de vapor, localizado en el lab. de la Facultad de Ing; Realizando el número de iteraciones necesarias en la simulación del proyecto hasta obtener el ahorro de energía esperado.

PARÁMETROS DE ENTRADA

- Análisis economizador -

Datos de los tubos

N_T	= Número de tubos economizador	= 21	
N_r	= Aletas por metro	= 315	
δ	= Espesor de la aleta	= 0.000508 [m]	
d_a	= Diámetro de la aleta	= 0.0371 [m]	
d_o	= Diámetro exterior del tubo	= 0.019558 [m]	
d_i	= Diámetro interior del tubo	= 0.016764 [m]	
k	= Cond. ter. del tubo (Cu)	= 393 [W/m K]	
η_r	= Eficiencia aleta	= 0.87	[]

Temperaturas

T_1	= Temp. gases de entrada econom.	= 215	[C]
T_2	= Temp. gases de salida econom.	= 170	[C]
t_1	= Temp. fluido lado frío entrada	= 19	[C]
t_2	= Temp. fluido lado frío salida	= 40	[C]
F_T	= Factor de corrección Tim	= 0.9	[]

Propiedades de los fluidos

Gases

W	= Gasto másico	= 0.45	[kg/s]
kg	= Conductividad térmica	= 0.0381	[W/m K]
Pr	= Número de Prandtl	= 0.704	[]
μ	= Viscosidad (dinámica)	= 0.0000257	[Ns/m]

ρ	= Densidad	= 0.73	[kg/m ³]
C_p	= Calor específico	= 1048	[J/kg K]
F_T	= Factor ensuciamiento	= 0.0009	[]

Lado agua de alimentación

m	= Gasto másico	= 0.3	[kg/s]
k	= Conductividad térmica	= 0.620	[W/m K]
Pr	= Número de Prandtl	= 5.2	[]
μ	= Viscosidad (dinámica)	= 0.000769	[Ns/m]
ρ	= Densidad	= 1000	[kg/m ³]
C_p	= Calor específico	= 4186	[J/kg K]
F_T	= Factor ensuciamiento	= 0.0001	[]

Características del arreglo

Longitud L_1	= 0.15	[m]
Longitud del tubo L_2	= 0.5	[m]
Longitud transversal L_3	= 0.5	[m]
Paso longitudinal x_1	= 0.0322	[m]
Paso transversal x_e	= 0.0391	[m]

Consideraciones:

1) Las características de los tubos son comerciales (tubos de cobre)

2) Las características del arreglo son típicas según datos tomados del "Compact Heat Exchangers" de Kays and London.

3) Los valores de las temperaturas y por ende de las propiedades de los fluidos están sujetos a las características del generador en cuestión. Como ejemplo de análisis se citan los datos del generador instalado en el lab. de Máquinas Térmicas a las condiciones típicas de operación.

**RESULTADOS
DEL PROGRAMA**

CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL ARREGLO
CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES (hg, ha y U)

CÁLCULO DE At_{lm}

CÁLCULO DE LA ENERGÍA RETIRADA

CÁLCULO DE TEMPERATURAS DE SALIDA

PARÁMETROS DEL ARREGLO

AP = 0.6793 m²

AF = 5.3595 m²

ÁREA TOTAL DEL LADO DE LOS GASES A = 6.0388 m²

ÁREA TOTAL DEL LADO FRÍO Ac = 0.5529 m²

REYNOLDS BASADO EN dh (gases) = 1735.66

REYNOLDS BASADO EN do (gases) = 3193.037

COEFICIENTE CONVECTIVO DE GASES hg = 49.1283 [W/m²k]

DIFERENCIA DE TEMPERATURAS TLM = 159.5313 [K]

ENERGÍA APROVECHADA EN EL ECONOMIZADOR = 18985.89 [J/s]

ENERGÍA DISPONIBLE PARA EL ECONOMIZADOR = 21222 [J/s]

TEMP. DE SAL. DE LOS GASES EN EL ECONOMIZADOR T₂ = 174.7416 °C

REYNOLDS INTERIOR Re_{a1} = 2821.871

NUSSEL INTERIOR = 14.6834

COEFICIENTE INTERIOR CONVECTIVO hi = 543.054 [W/m²k]

COEFICIENTE GLOBAL U = 21.89724 [W/m²k]

PARÁMETROS ENTRADA

-PRECALENTADOR-

Datos de los tubos

N_T = Número de tubos = 108 tubos

d_o = Diám. exterior del tubo = 0.0263 [m]

d_i = Diám. interior tubo = 0.0236 [m]

k_{ou} = Conductividad térmica = 393

Temperaturas

T_1	= Temp. gases entrada	= 174 °C
T_2	= Temp. gases salida	= 160 °C
t_1	= Temp. aire entrada	= 20 °C
t_2	= Temp. aire salida	= 38 °C

Propiedades de los fluidos

Gases

w	= Gasto másico	= 0.45 [kg/s]
kg	= Conductividad térmica	= 31.55×10^{-3} [W/mK]
Pr	= Número de Prandtl	= 0.7096
μ	= Viscosidad	= 217.50×10^{-7} [Ns/m]
ρ	= Densidad	= 0.912 [kg/m ³]
C_p	= Calor específico	= 1.027 [J/kgK]
F_T	= Factor ensuciamiento	= 0.0009

Aire

m	= Gasto másico	= 0.35 [kg/s]
k	= Conductividad térmica	= 26.30×10^{-3} [W/mK]
Pr	= Número de Prandtl	= 0.707
μ	= Viscosidad	= 184.60×10^{-7} [Ns/m]
ρ	= Densidad	= 0.92 [kg/m ³]
C_p	= Calor específico	= 1.007 [J/kgK]
F_T	= Factor ensuciamiento	= 0.0001

CARACTERÍSTICAS DEL ARREGLO

Número de tubos por hilera	= 12 tubos
Número de hileras	= 9 hileras
Paso longitudinal (S_L)	= 1.5 diám. = 0.03945 [m]
Paso transversal (S_C)	= 1.5 diám. = 0.03945 [m]

ÁREA TOTAL DE TRANSFERENCIA

$$A_T = N_{\text{tubos}} 3.1416 d_o L_2$$

$$A_T = 108(3.1416 \times 0.0263 \times 0.5)$$

$$A_T = 4.46 \text{ [m}^2\text{]}$$

DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MEDIA LOGARÍTMICA

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right]}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(174 - 38) - (160 - 20)}{\ln \left[\frac{174 - 38}{160 - 20} \right]}$$

$$\Delta T_{lm} = 137.99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ENERGÍA DISPONIBLE EN EL PRECALENTADOR

$$Q_G = w_G C_{pG} \Delta T_G$$

$$Q_G = (0.45)(1027)(174 - 160)$$

$$Q_G = 6470 \text{ [J/s]}$$

Temperatura del aire a la salida del precalentador

$$Q_A = m_A C_{pA} \Delta T_A$$

$$6470.1 = 0.35(1007)(T_{AB} - 20)$$

$$T_{AB} = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ANÁLISIS TÉRMICO DEL PRECALENTADOR

Lado de gases

$$S_D = [S_L^2 + \frac{S_T}{2}]^{0.5}$$

$$S_D = [0.03945^2 + (\frac{0.03945}{2})^2]^{0.5}$$

$$S_D = 0.0441 \text{ [m]}$$

$$\text{Si } S_D < [S_D + D] \text{ } 1/2$$

$$V_{\text{MAX}} = S_T / [S_T - D]; \text{ VEL} = 5.91 \text{ [m/s]}$$

$$Re_{\text{max}} = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$Re = (0.912)(5.91)(0.0263) / (217.5 \times 10^{-7})$$

$$Re = 6517.46 \text{ []}$$

$$Nu = C_2 [1.13 C_1 Re^{0.6} Pr^{1/3}] = 63.87 \text{ []}$$

$$C_1 = 0.460$$

$$C_2 = 0.990$$

$$m = 0.562$$

$$h = Nu K/D = (63.87)(31.55 \times 10^{-3}) / 0.0263 = 76.62 \text{ []}$$

Lado aire [4]

$$Re = \frac{4m_{\text{aire}}}{\mu \pi d_i}$$

$$Re = 4(0.35) / [(184.6 \times 10^{-7})(3.1416)(0.0263)(108)]$$

$$Re = 8498.98$$

Coefficiente global

$$R_{g,1} = 0.0001$$

$$N_{vd} = 1.86 \left(\frac{Re Pr}{d_i} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} = 12.669$$

$$h = \frac{N k}{d_i} = 12.6$$

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + \frac{d_o}{d_i} R_{f,i} + \frac{d_o}{2K} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}}$$

$$R''_{f,o} = 0.0009 \text{ [m}^2 \text{ K/w]}$$

$$U = 6.794$$

ENERGÍA RETIRADA

$$Q = U A DT_{lm} F = (6.794)(4.46)(137.99) = 4181.737 \text{ [J/S]}$$

F = Factor por corrección de temperatura = 1
para las carac. de arreglo

Temperaturas de salida manejando el valor
de la energía retirada

$$TSG_2 = TEG_2 - QRE_2 / [m_G C_{pG}]$$

$$TSG_2 = 174 - (4181.737) / [(0.45)(1027)] = 165 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Aire

$$TSA_2 = TEA_2 - QRE_2 / [m_A C_{pA}]$$

$$TSA_2 = 20 - (4181.737) / [(0.35)(1007)] = 31.86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

CUADRO DE MEDICIONES

PROPIEDADES	P_{ATM}	P_{REAL}	T_3	T_1	T_G	$\dot{m}_{comb.}$	CO_2	CO	O_2
	bar	kg/cm ²	TEMP. EN CALORI.	AGUA DE ALIMEN.	SALIDA DE LA CHIMENEA.	GASTO COMB. kg/h			
MEDICIONES	0.77	6.5	105 °C	19 °C	215 °C	0.018	9.1	0.15	8.6

CARACTERISTICAS DEL ARREGLO
PROTOTIPO

EQUIPO	N_t	γ	δ	d_e	d_o	d_i	X_l	X_t
	No. tubos	aletas x m	espesor aleta m	ϕ ext. aleta m	ϕ ext. tubo m	ϕ int. tubo m	base long. m	base trans. m
ECONOMIZADOR	21	315	0.006508	0.0371	0.019558	0.016784	0.0322	0.0391
PRECALENTADOR	108				0.0263	0.0236	0.03945	0.03945

PARAMETROS OBTENIDOS CON PROTOTIPO

EQUIPO	DIMENSIONES DE LA CORAZA	AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA	COEF. GLOBAL DE TRANSF.	TEMPERATURA GASES		TEMPERATURA AGUA ALIM.		TEMPERATURA AIRE ALIM.	
	L1 x L2 x L3	A	U	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
	m x m x m	[m ²]	[W/m ² K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
ECONOMIZADOR	1.15x0.5x0.5	6.0388	21.89724	215	174.7	19	34.7		
PRECALENTADOR DE AIRE	0.9x0.5x0.5	4.46	6.794	174	160			20	38

TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS

GENERADOR DE VAPOR	GASTO DE COMBUSTIBLE Kg/s	GASTO DE VAPOR Kg/s	CALOR SUMINISTRADO KW	CALOR APROVECHADO KW	EFICIENCIA %
SIN PROTOTIPO	0.018	0.2494	807.46	661.59	82
CON PROTOTIPO	0.0173	0.2494	778.35	661.59	85
DIFERENCIA	0.0007	-	29.13	-	3

Resultados del análisis térmico con la instalación del prototipo.

Calor suministrado.

$$Q_b = 807.48 \text{ [kW]}$$

Gasto del combustible.

$$G_c = 0.018 \text{ [Kw]}$$

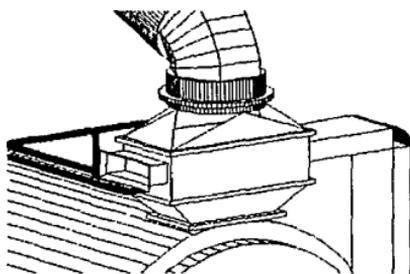
Calor aprovechado.

$$Q_a = 684.76 \text{ [Kw]}$$

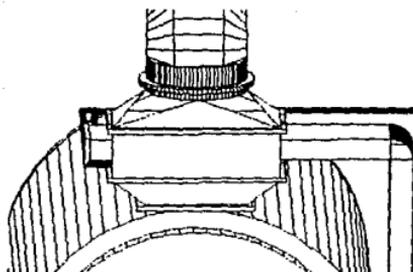
Eficiencia.

$$\eta_c = 85\%$$

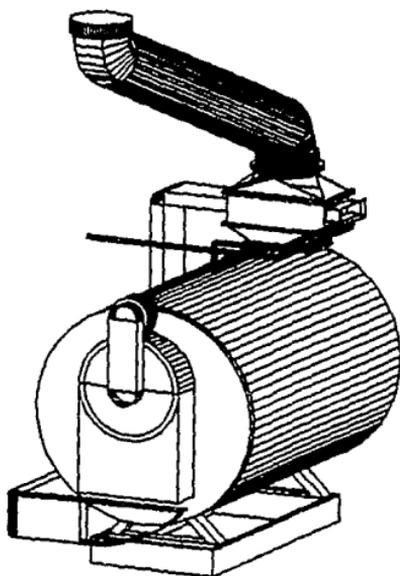
Instalación del prototipo sobre el generador de vapor.



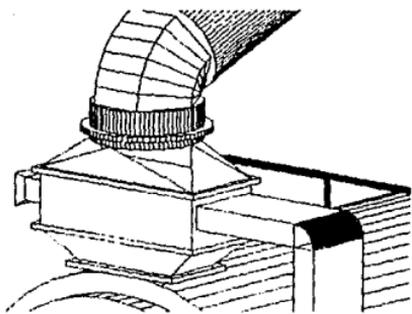
VISTA DE ENTRADA DE AIRE A
PRECALENTADOR



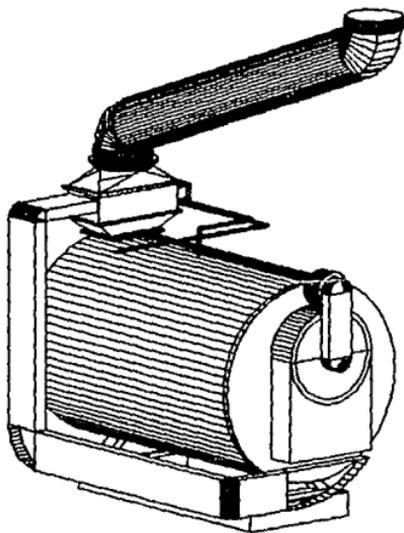
VISTA FRONTAL DEL PROTOTIPO



VISTA "A" CON PROTOTIPO

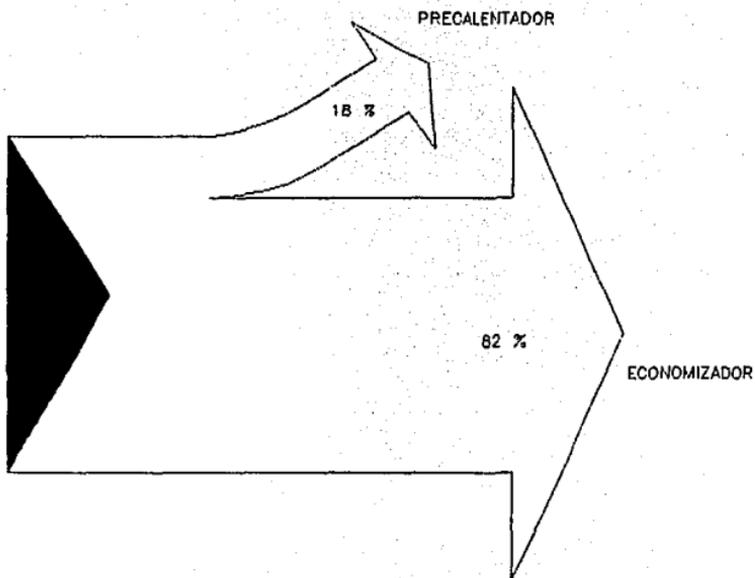


VISTA LATERAL DEL PROTOTIPO
INSTALADO



VISTA DE CONJUNTO PROTOTIPO-GV

ENERGIA
PROVECHADA
POR EL KIT
100%



DISTRIBUCIÓN DE LA ENERGÍA APROVECHABLE
DE LOS GASES A LA SALIDA DEL GV POR
EL EQUIPO RECUPERADOR

ANALISIS COSTO - BENEFICIO

Para poder probar la factibilidad del uso de kits de ahorro de energía se realizó el siguiente ejemplo. El cual esta basado en el generador de vapor que se encuentra ubicado en el laboratorio de la facultad de Ingeniería.

DATOS: Generador de vapor

100 c.c. (caballos caldera)
 $E_c = 82\%$ (eficiencia de la caldera)
 $Q_s = 807.48$ kW (calor suministrado)
 $Q_a = 661.59$ kW (calor aprovechado)

Combustible (diesel)

$R_d = 800$ kg/m³
 $PCA = 44,890$ kJ/kg (poder calorífico)
costo = N\$ 0.70 Lt.

De los resultados obtenidos en la simulación del kit propuesto se obtiene un aumento de 3 puntos porcentuales sobre la eficiencia de la caldera: $82+3 = 85\%$

Desarrollo:

$$E_{\text{kit}} = 85\% \quad \text{Donde:} \quad E_c = Q_a/Q_s \\ Q_s = Q_a/E_c \\ Q_{\text{kit}} = 661.59/0.85 = 778.34 \text{ kW}$$

Por lo que tenemos un ahorro de energía de:

$$\text{Donde:} \quad Q_G = Q_s - Q_{\text{kit}} ; \quad Q_G = 29.13 \text{ kW} \\ Q_G = G_c \times PCA ; \quad G_c = Q_G/PCA \\ G_c = 0.000649 \text{ kg/s} \\ G_c = 20463.71 \text{ kg/año} \\ G_c = 25.579 \text{ m}^3/\text{año} \\ G_c = 25,579.63 \text{ Lt/año}$$

Ahorro monetario de combustible en un año continuo:

$$A = G_c \times \text{costo} = \text{N\$ } 17,905.57 \text{ m.n.}$$

Si el uso de la caldera no es continuo se puede multiplicar por el porcentaje de utilización de esta:

100% - 17,905.57
80% - 14,324.45
60% - 10,743.34
etc.

CUADRO COMPARATIVO:

USO ANUAL %	AHORRO COMB. Lt	AHORRO N\$	TIEMPO DE AMORTIZACION AÑOS	DISMINUCION DE CONTAMINANTES TON.
100	25,579.6	17,905.6	1.1	6.3
80	20,463.6	14,324.4	1.4	5.0
60	15,347.7	10,743.3	1.8	3.0

-El gasto de disminución de contaminantes se considera de acuerdo a la diferencia de temperaturas a la entrada y salida de la chimenea de los gases de escape y el calor aprovechado.

-El costo del equipo , para fines del cálculo de amortización, se considera de N\$ 18,000.00 m.n.

CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados obtenidos en el presente análisis del incremento de la eficiencia de generadores de vapor mediante recuperación de calor, se concluyeron los siguientes aspectos:

1.-La energía recuperada en los generadores de vapor, gracias a el funcionamiento del prototipo expuesto y analizado en el presente tema de tesis; puede ser visto de dos maneras:

- a) El mejor aprovechamiento de la energía suministrada al generador en forma de calor, es decir, mayor producción de vapor sin modificar el consumo de combustible.
- b) Una reducción en consumo de los combustibles esto sin alterar la producción de vapor.

En cualquiera de los dos casos anteriores los resultados se reflejan en la economía del uso de los equipos generadores de vapor, incrementando su nivel de productividad o teniendo ahorros por un menor consumo de combustible.

Vale la pena mencionar que el costo de los equipos de ahorro de energía no siempre tienen el mismo tiempo de amortización en algunos casos este se extiende más de lo conveniente por lo que se recomienda realizar el correspondiente análisis en cada caso en que estos sean propuestos.

Dentro de los análisis que se realicen se podrá observar que el tipo de solución para el ahorro de energía puede variar desde una programación adecuada en el uso de los equipos calefactores hasta la implementación de unidades recuperadoras de calor como las que se proponen en el presente tema. todo dependerá del tipo y el uso del generador que se tenga en específico.

Gracias a el método desarrollado en este tema se podrá tener una visión más amplia a cerca del tipo de solución que en cada caso se requiera, con una mayor exactitud.

2.- La simulación de los sistemas térmicos se dificulta un poco debido a que en el manejo de las variables resulta en la mayoría de los casos depender de circunstancias aleatorias, como son las circunstancias ambientales temperatura, humedad, etc. Por lo anterior es importante realizar las retroalimentaciones necesarias. De esto se puede llegar a lograr que el diseño de los equipos térmicos realizados mediante simulaciones puedan satisfacer en mejor medida la necesidades de ahorro de energía que cada generador de vapor requiera.

3.- Es importante señalar que para que la difusión de los dispositivos de ahorro de energía tengan éxito es necesario haber tomado conciencia, tanto en la industria como en la sociedad y todos aquellos sectores que requieran del consumo de energéticos para desarrollar sus labores cotidianas, de una conducta que contribuya a el ahorro de energía por que este no solo depende de los dispositivos si no también de las personas que los operan así como de aquellas que requieren de sus servicios. Un organismo encargado de esta conductas es el CONAE através del cual se pueden canalizar estas expectativas.

Para poder pensar en la optimización de equipos como son los generadores de vapor es necesario previamente haber realizado una auditoría energética del proceso en cuestión la cuál no deberá presentar anomalías relevantes en cuanto al mal uso de la energía; de esta manera se podrá proseguir con las medidas de ahorro de energía en las cuales se continuará con la optimización de equipos térmicos y de fuerza.

4.- Dado que el empleo del equipo recuperador cumple con las expectativas establecidas se recomienda el uso de éste así como implementar las siguientes medidas:

a.) Cada sistema que sea propuesto para su mejoramiento en el consumo de energía deberá ser sometido a un balance periódico y sistemático.

b.) De acuerdo a los resultados obtenidos en el inciso anterior se diagnosticará si el funcionamiento es eficientemente satisfactorio; en caso contrario se procederá a tomar las siguientes alternativas:

b.1) Pérdidas macroscópicas: estas son aquellas debidas principalmente a descuidos o un mantenimiento deficiente en las instalaciones las cuales se corregirán con la aplicación de programas de mantenimiento correctivo.

Ejemplos de estas pérdidas pueden ser:

- Deterioro en los aislamientos térmicos tanto en tuberías como en equipos.
- Fugas visibles de vapor por empaques o fisuras; en tuberías, válvulas, accesorios, etc.
- El uso indiscriminado del vapor por los usuarios (usos ajenos al proceso).

b.2) Pérdidas microscópicas: estas se podrán cuantificar mediante los análisis de energía y en los casos que así lo requiera análisis de exergía.

APENDICE

APENDICE A: CONCEPTOS BÁSICOS	PAG. 72
APENDICE B: CARACTERÍSTICAS DE LOS GASES	PAG. 86
APENDICE C: PLANOS PROTOTIPO	PAG. 89
APENDICE D: LISTADO DEL PROGRAMA	PAG. 94
APENDICE E: PROPIEDADES DE LOS GASES Y TABLAS COMPLEMENTARIAS	PAG. 96

APENDICE "A" CONCEPTOS BÁSICOS

La finalidad de este capítulo es la de ofrecer los conceptos fundamentales de transferencia de calor; también de aquellos que se refieran en el uso y manejo del vapor de agua y finalmente los referentes a la combustión.

Energía.-

La energía es inherente en la materia. La energía tiene muchas formas de manifestarse, las cuales se relacionan entre si, por el hecho de que se puede hacer la conversión de una forma de energía a otra. El término de energía no es fácilmente definible, pero si pueden definirse con precisión las diversas formas en que se manifiesta.

La energía de un sistema de cuerpos es simplemente la suma de las energías de cada uno de estos con sus correspondientes sentidos. (Como se indica en la primera ley de termodinámica). O sea que la energía total de un solo sistema es la suma de las magnitudes de la diversas formas de energía (cinética, potencial, química, magnética, térmica, etc.)

La materia está compuesta de un agregado de moléculas que se están moviendo continuamente en forma aleatoria. Como las moléculas tienen masa, tienen energía cinética, llamada energía cinética molecular; el movimiento de rotación de las moléculas y un movimiento de vibración de los átomos dentro de las moléculas. Además de la energía cinética interna, las sustancias tienen una energía potencial interna, cuyo cambio resulta de una fuerza de atracción entre las molécula que cambian de posición unas con respecto a otras.

La suma de esta energías se llama energía interna, que es la energía almacenada en un cuerpo o sustancia en virtud de la actividad y configuración molecular y de la vibraciones dentro de ellas. Nos referimos al conjunto de estas energías como energía térmica.

Calor.-

El calor es una manifestación de energía en transición (en movimiento) de un cuerpo o sistema a otro, solamente debida a una diferencia de temperaturas entre los cuerpos o sistemas.

Esta forma de energía causa un cambio físico en la sustancia que es calentada. En el caso de los sólidos, tales como metales, cuando son calentados inicialmente, se expanden y aumentan su temperatura, hasta cambiar al estado líquido.

Otro ejemplo es el de los líquidos cuando son calentados, vaporizan y el vapor producido al entrar en contacto con una superficie de menor temperatura se condensa, transfiriendole a dicha superficie el calor con el cual había logrado su vaporización.

El calor latente o de cambio de fase es aquel que se requiere, como su nombre lo indica, para transformar a una sustancia de un estado físico a otro como por ejemplo la vaporización, la sublimación, etc. Y se caracteriza por realizar estos cambios de fase a temperatura constante.

El calor sensible es mediante el cual se puede hacer variar la temperatura de un cuerpo.

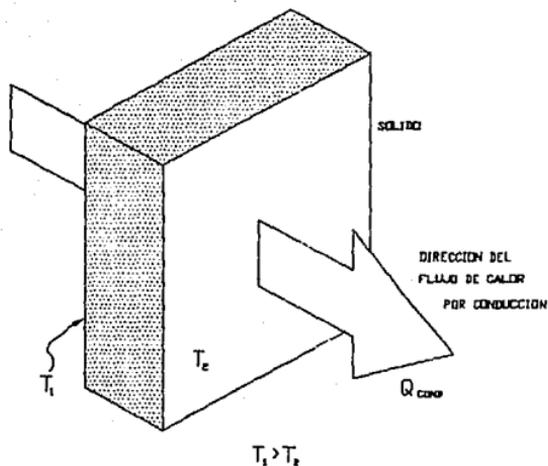
Transferencia de calor.-

Es la energía en tránsito ocasionada por una diferencia de temperaturas, en donde el calor fluye de un cuerpo de mayor temperatura a un cuerpo de menor temperatura.

Si existe un gradiente de temperaturas en un medio sin movimiento (sólido o fluido), el calor se transfiere mediante conducción; fig. # I.1

Si existen diferencias de temperaturas entre una superficie y un fluido en movimiento. El calor se transfiere por convección; fig. # I.2.

Si existe diferencia de temperaturas entre dos superficies que no están en contacto, la energía se trasmite en forma de ondas electromagnéticas, la transferencia neta de calor es mediante radiación; fig # I.3.

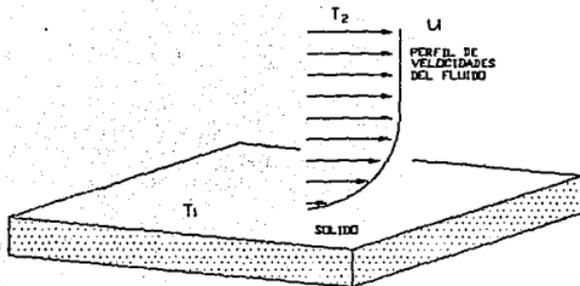


TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION

FIGURA I.1

Vapor.-

El vapor es una fase intermedia entre la líquida y la de gas. Los vapores tienen características semejantes a los gases, puesto que llenan por completo las paredes del recipiente que los contiene, pero no siguen las leyes de los gases ideales.



$T_1 > T_2$ LA SUPERFICIE CEDE CALOR AL FLUIDO

TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION SOBRE UNA SUPERFICIE PLANA

FIGURA I.2

Las propiedades o características de los vapores se encuentran consignadas en tablas y gráficas de vapor.

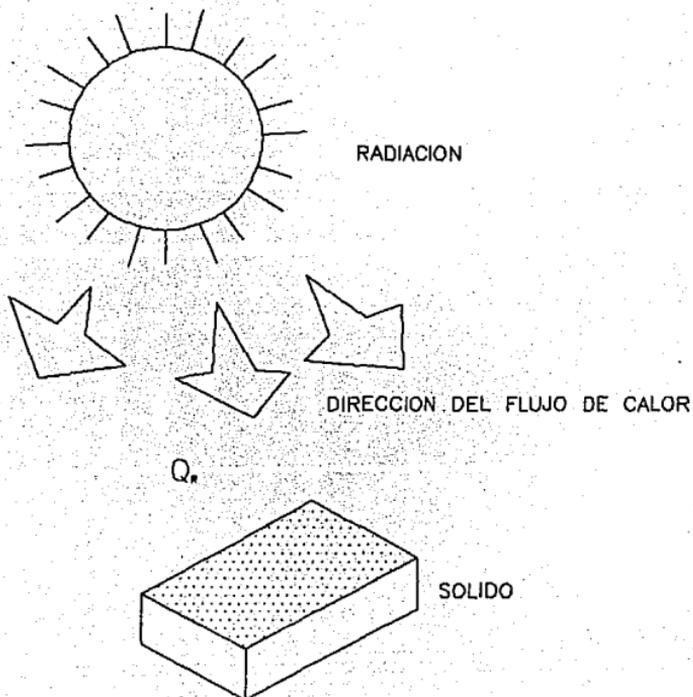
Cuando la presión es relativamente baja para el cuerpo de que se trata, al calentar éste, puede pasar directamente de su fase sólida a la fase de vapor, sin pasar por la fase líquida: este fenómeno se llama sublimación.

La vaporización es el cambio de un cuerpo de fase sólida o líquida a la fase de vapor.

La ebullición es la vaporización de un líquido que tiene lugar en el seno mismo del líquido, esta tiene lugar a una temperatura, cuyo valor depende de la presión a la que este el líquido, las cuales son directamente proporcionales.

Condensación. Es el cambio de vapor (fase gaseosa) a líquido con una transferencia de calor del vapor a la superficie de condensación.

Los vapores saturados. Son aquéllos que tienen una temperatura igual a la de ebullición (correspondiente a la presión que esta



TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION

FIGURA 3

el vapor) y constan únicamente de la fase de vapor.

Un vapor húmedo tiene al mismo tiempo la fase líquida y la fase de vapor. Su temperatura es igual a la de ebullición. Para definirlo se hace necesario dar su presión o su temperatura y su calidad.

La calidad de un vapor húmedo es la relación del peso del fluido

que esta en al fase de vapor y el peso total del fluido. Los vapores sobre calentados tienen una temperatura superior a la temperatura de ebullición y en ellos está presente solamente la fase de vapor. Para definir un vapor sobrecalentado se requiere conocer su temperatura y su presión o bien su sobrecalentamiento.

Combustión.-

industrialmente hablando, se tiene por combustión la combinación violenta, con desprendimiento sensible de calor y luz, del oxígeno del aire con el carbono, hidrógeno y azufre, que constituye los elementos activos de los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos.

La combustión del oxígeno con el carbono, hidrógeno y azufre, se efectúa en proporciones de peso bien determinadas. Así pues, por cada átomo de carbono se necesitan dos átomos de oxígeno para llegar a la combustión armónica, formándose el gas anhídrido carbónico aunque también se puede combinar un átomo de carbono con uno de oxígeno cuando el carbono se quema con una deficiencia de aire, formando el gas "monóxido de carbono" producto de una combustión perfecta, que debe evitarse porque la combustión del carbono en forma de CO, no proporciona más que aproximadamente el 30% del poder calorífico que resulta de la combustión uniforme en forma de CO₂.

El hidrógeno se combina en proporción en dos átomos de hidrógeno con uno de oxígeno, formando vapor de agua y el azufre se combina siempre en proporción con un átomo de azufre con dos átomos de oxígeno, formando el gas anhídrido sulfuroso SO₂. Formando el ácido sulfúrico H₂SO₄, sumamente corrosivo y que ataca los conductos de humo, sobre todo a los metálicos.

Algunos aspectos importantes sobre la combustión: cualquier cuerpo sólido o líquido que contenga sustancias que se puedan quemar (carbono, hidrógeno, azufre, o combinaciones de éstos) solamente empieza a quemarse hasta que esas sustancias se han llevadas al estado gaseoso mediante una fuente de calor externa, iniciándose así un proceso químico, con desprendimiento de calor

y luz en mayor o menor abundancia, hasta que se agotan las sustancias susceptibles a la combustión.

Un trozo de madera tiene en su composición, combinados, los elementos combustibles hidrógeno, carbono y azufre, los cuales deben llevarse al estado gaseoso para poder llevarse a su combustión. De aquí que se requiere un fuente de calor externa más o menos intensa y durante un tiempo de aplicación prolongada para poder iniciar la combustión de ese trozo de madera; y si está húmedo, primero será indispensable evaporar el agua que tiene, pues la temperatura de la madera no se elevará lo suficiente hasta que se haya evaporado el agua que lleva en su seno.

No sucede lo mismo con un combustible líquido como la gasolina, mezcla compleja de combinaciones de los elementos hidrógeno y carbono (hidrocarburos) y que también contiene el elemento azufre, en cantidades muy pequeñas. Si se tiene una cantidad de gasolina en un tanque, a presión atmosférica, siempre se tendrá una pequeña porción de gases de gasolina sobre la superficie líquida, debido al fenómeno natural de la vaporización. El proceso de la combustión se puede iniciar instantáneamente y para ello bastará acercar una fuente de calor externa de cierta intensidad. Una vez que se ha iniciado el proceso, parte del calor producido se emplea en llevar el combustible de su estado líquido natural a gaseoso, para después continuar la combustión del mismo.

Elementos de una buena combustión

- 1.- Para poder quemar, toda sustancia combustible debe estar en estado gaseoso.
- 2.- Debe estar presente el elemento oxígeno, mezclado con el gas combustible en las proporciones adecuadas.
- 3.- Debe disponerse de una fuente de calor externa en la intensidad y cantidad adecuados para poder iniciar la combustión.

Los tres conceptos anteriores guardan una relación profunda, al grado que si uno de ellos falta, no se realizará la combustión.

Para iniciar y continuar un proceso de combustión, debe existir proporcionalidad entre :

- a) Masa de combustible por quemar en un tiempo determinado.
- b) Masa de oxígeno.
- c) Intensidad de la fuente de calor externa, durante el mismo tiempo.

Los límites dentro de los cuales se sucede lo anterior para cada combustible en particular, se llama "límites de inflamabilidad". Fuera de ellos, no se realiza la combustión aunque concurren las tres condiciones.

La combustión en sí, no es un fenómeno tan elemental. En algunos casos tiene cierta simplicidad, como en el caso del carbón de piedra. Pero cuando es necesario analizar la combustión de hidrocarburos como los derivados del petróleo, la situación adquiere mayor complejidades.

En el medio mexicano los combustibles comerciales por excelencia son los derivados del petróleo, es decir los hidrocarburos.

Cuando los hidrocarburos se queman, se está conformando el proceso de combustión de más complejidad dentro de dichos procesos. Los elementos carbono (C) hidrógeno (H) y azufre (S) no se queman como tales a excepción del azufre es decir, se queman en mayor o menor porcentaje como moléculas de hidrocarburos y el resto como elementos hidrógeno carbono separados. Esto determina también el color y la intensidad de la flama.

Reacciones químicas de la combustión.

Sustancias combustibles	Reacción
Monóxido de carbono (CO)	2CO
Bióxido de carbono (CO ₂)	CO ₂
Monóxido de carbono	2CO ₂
Hidrógeno	2H ₂ O
Bióxido de azufre	SO ₂
Trióxido de azufre	2SO ₃

Metano	$\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$
Acetileno	$4\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$
Etano,	$2\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$

Productos de la combustión.

tipo de humo que se desprende al efectuarse esta en cualquier combustible; sabemos que los gases de la combustión son una mezcla de sustancias químicas clasificadas, cuya proporción es el según el desarrollo de la combustión misma.

Una composición normal debe contener:

CO_2	Bióxido de carbono
H_2O	Vapor de agua
SO_2	Anhídrido sulfuroso
N	Nitrógeno
O	Oxígeno
	Metano y Etileno.

Método para el cálculo de la eficiencia en el generador de vapor. Definir el método de análisis energético en el generador de vapor para poder realizar un marco de comparación entre el estado del generador antes y después de implantada la alternativa de ahorro de energía mediante recuperación de calor.

Eficiencia del generador de vapor.

Ya que el principal parámetro de comparación será la eficiencia. Tenemos que: la eficiencia de una caldera es la relación entre el calor aprovechado por el fluido y el calor que suministra el combustible en una hora.

La eficiencia de la caldera en una planta es determinada por dos factores:

- 1) Diseño de la caldera y limpieza de las superficies de calefacción.
- 2) Diseño del quemador y habilidad de éste para ser ajustado y sostener la relación aire-combustible.

Los diferentes tipos de eficiencia.

Son tres tipos de eficiencia:

- 1.- Eficiencia de combustión.
- 2.- Eficiencia térmica.
- 3.- Eficiencia total de la caldera.

Eficiencia de combustión.- Esta es la efectividad exclusiva del quemador y esta relacionada con su capacidad para quemar totalmente el combustible. La caldera propiamente tiene poca relación, sobre la eficiencia de combustión.

Con un 15% a 20% de exceso de aire, un buen quemador deberá tener una eficiencia de combustión de 94% a 97%.

Eficiencia térmica.- Esta es la efectividad de la transmisión de calor en un cambiador de calor. Esta no toma en cuenta las pérdidas por radiación y convección u otras pérdidas varias, tales como: la variación en el poder calorífico, precisión en la medida del combustible.

Las pérdidas por radiación, convección y varias pueden ser 1% a 3% de la capacidad desarrollada por la caldera.

La eficiencia total de la caldera.- Este es un término general y significa la eficiencia térmica total o sea la eficiencia combustible a vapor.

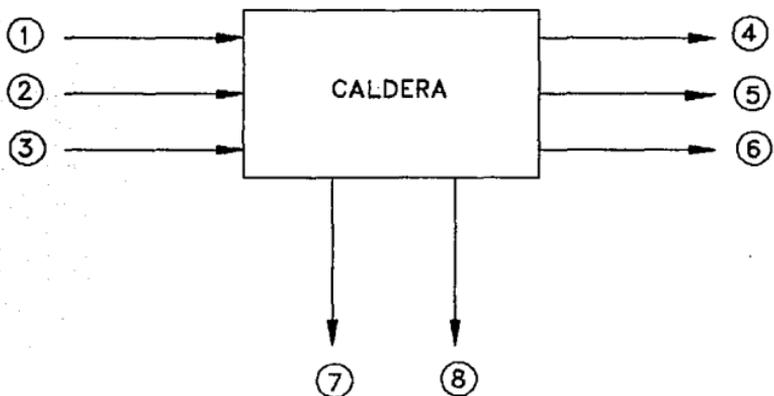
La eficiencia total de una caldera es la relación entre el calor aprovechado por el fluido y el calor que suministra el combustible al mismo.

$$\eta = \frac{\text{calor aprovechado}}{\text{calor suministrado}} = \frac{Gv (h_2 - h_1)}{Gc \times PCA} \text{ EC. V-1}$$

Método para el análisis

Para estandarizar un método de análisis térmico del generador de vapor, se mostrara a continuación el desarrollo a seguir con el cual se cuantificará la eficiencia así como otros parámetros del generador de vapor antes del montaje del prototipo y posteriormente a la instalación de este.

BALANCE DE ENERGIA EN UNA CALDERA



- ① ENTRADA DE COMBUSTIBLE
- ② ENTRADA DE AIRE
- ③ ENTRADA DEL FLUIDO DE TRABAJO
- ④ SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO
- ⑤ SALIDA DE GASES
- ⑥ INQUEMADOS
- ⑦ PURGAS
- ⑧ PERDIDAS VARIAS

Desarrollo:

a.-) La capacidad nominal de un generador de vapor (tipo paquete) se determina en CABALLOS CALDERA (CC). Un caballo caldera se define como la energía necesaria para evaporar 15.66 kg/hr de agua a 100 grados C y una presión de 1.013 Bar (1 atm.). En tales condiciones la entalpia de evaporación es $h_{r,v}=2257$ kJ/kg (539.1

kcal/hr) es decir:

$$1 \text{ CC} = (15.66)(2257) = 35,322 \text{ kJ/hr}$$

$$1 \text{ CC} = 9.81 \text{ kW}$$

La asociación de un caballo caldera con la superficie de calefacción es la siguiente:

$$1 \text{ CC} = 0.93 \text{ m}^2 \text{ de sup. de calefacción} = 10 \text{ pies}^2 \text{ sup. de calefacción}$$

Así la capacidad nominal del generador de vapor expresado en CC y sup. de calefacción es:

$$\text{CN} = \frac{\text{Sup. de calefacción}}{0.93 \text{ m}^2} \text{ [CC]}$$

b.-) Capacidad real de GV

CR = Calor total aprovechado.

$$\text{CR} = G_v (h_2 - h_1) \text{ [kW]}$$

Donde:

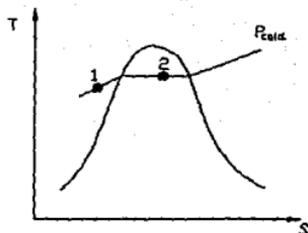
G_v = Gasto de vapor.

h_2 = Entalpia de vapor a la salida.

h_1 = Entalpia de vapor a la entrada.

c.-) Eficiencia.

La eficiencia total del generador de vapor se define de la siguiente manera:



PROCESO DE VAPORIZACION DE LA CALDERA

$$\eta_{cald} = \frac{\text{Calor aprovechado}}{\text{Calor suministrado}}$$

$$\eta_{cald} = \frac{Q_u}{Q_e} \times 100 (\%)$$

Donde:

$$Q_e = G_c \times PCA \quad G_c = \text{Gasto de combustible.}$$

$$PCA = \text{Poder calorífico alto.}$$

$$G_c = \text{Volumen / Tiempo (Densidad del comb.)}$$

$$Q_u = G_v (h_2 - h_1) \text{ [kW]} \quad h_1 = C_{pH_2O} (T_1 - 0 \text{ C}) \text{ [kJ/kg]}$$

d.-) Equivalente de vaporización

Es la relación entre el calor total que absorbe el agua de alimentación de la caldera y el calor necesario para evaporar un kilogramo de agua a presión atmosférica.

$$Ev = \frac{G_v (h_2 - h_1)}{2257} \text{ [kg/s]}$$

e.-) Factor de vaporización.

Es la relación entre el calor que absorbe un kilogramo de agua de

alimentación del generador de vapor y el calor necesario para evaporar un kilogramo de agua a la presión atmosférica.

$$F_v = \frac{h_2 - h_1}{2257} \quad (-) \quad F_v = \frac{h_2 - h_1}{539.1 \text{ [kJ/kg]}}$$

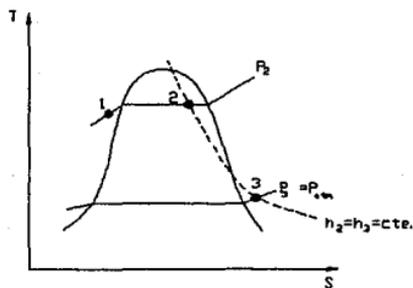
f.-) Obtención del estado 2 (h_2) mediante el calorímetro de estrangulación.

$$h_3 = h_2 = h_{f2} + X_2 h_{fg2}$$

$$X_2 = \frac{h_2 + h_{f2}}{h_{fg2}} = 96.2\% \quad T_3 = 105 \text{ C} \quad h_{f2} = 712.6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_3 = 2700 \text{ [kJ/kg]} \quad P_{3\text{abs.}} = .77 \text{ BAR}$$

$$P_3 = P_{\text{atm.}} \quad h_{fg2} = 2658.2 \text{ [kJ/kg]}$$



PROCESO DE ESTRANGULAMIENTO h_e str.

APENDICE "B"
 PROPIEDADES DE LOS GASES
 PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN

DENSIDAD

$$\rho_{TG} = \sum Y_i \rho_{gi}$$

VISCOSIDAD

$$\mu_{TG} = \sum Y_i \mu_{gi}$$

PRANDTL

$$Pr_{tg} = \sum Y_i Pr_{gi}$$

CONDUCTIVIDAD

$$K_{totalgases} = \sum Y_i K_{gi}$$

COMPOSICIÓN FRACCIONARIA

COMP.	FRAC. MASA	UNIDADES
O ₂	0.035	$\rho = [\text{kg/m}^3]$
N ₂	0.828	$C_p = [\text{kJ/kg K}]$
CO ₂	0.137	$\mu = [\text{Ns/m}^2]$

Se multiplica la fracción masa de cada componente por la propiedad a determinar y el resultado se muestra al final de cada columna.

ECONOMIZADOR A T = 500 K

	ρ	Cp	$\mu \times 10^7$	$k \times 10^3$	Pr
O ₂	0.7698	0.972	303.3	41.20	0.716
N ₂	0.6739	1.056	257.7	38.90	0.70
CO ₂	1.0594	1.02	231.0	32.50	0.725

($\sum y_1$) (propiedad) =	0.730	1.048	257.6	38.10	0.704

PRECALENTADOR A T = 400 K

	ρ	Cp	$\mu \times 10^7$	$k \times 10^3$	Pr
O ₂	0.9620	0.942	258.2	33.0	0.737
N ₂	0.8425	1.045	220.4	32.7	0.704
CO ₂	1.3257	0.942	190.0	24.3	0.737

($\sum y_1$) (propiedad) =	0.912	1.027	217.5	31.55	0.7096

AIRE A UNA T = 300 K

	ρ	Cp	$\mu \times 10^7$	$k \times 10^3$	Pr

	1.160	1.00	184.6	26.30	0.7070

GASTOS DE AIRE, COMBUSTIBLE DIESEL

Y

DE GASES

- Gasto de combustible diesel.

CD = Volumen Densidad / Tiempo

$$= (0.3 \times 0.3 \times 0.3) 800 / 120 = 0.018 \text{ [kg/s]}$$

- Gasto de aire.

Composición Diesel

	C	H ₂	O ₂	N ₂	S	H ₂ O
En peso	80%	7%	3%	9%	0.2%	0.8%
Peso mol.	12	2	32	38	32	18

- Aire teórico

$$A_T = 11.5C + 34.5(H_2 - O_2/8) + 4.32 S \text{ [kg}_{air}/\text{kg}_{comb}]$$

$$A_T = 11.5(0.8) + 34.5[(0.07) - (0.03/8)] + 4.32(0.002)$$

$$A_T = 11.49 \text{ [kg}_{air}/\text{kg}_{comb}]$$

- Exceso de aire

$$E_A = (A_r - A_T) / A_T = (N_r - N_T) / N_T$$

$$E_A = (82.15 - 50.096) / 50.096 = 64 \% \text{ [kg}_{air}/\text{kg}_{comb}]$$

$$N_r = 100 - (CO_2 + CO + O_2) = 100 - (9.1 + 0.15 + 8.60)$$

$$N_T = N_r - N_{exceso} = 82.15 - 32.054 = 50.096$$

N_{exceso} se obtiene de O en exceso

$$O_{exceso} = O_2 - 1/2CO$$

$$N_{exceso} = 3.76(O_2 - 1/2CO) = 3.76[(8.6 - .5(0.15))] = 32.054$$

- Gasto de aire

$$GA = \text{aire real / carbono} \times C \times G_{CD}$$

$$GA = 28N_2 / [12(CO + CO_2)(0.768)] \times (C + G_{CD})$$

$$GA = 28(82.15) / [12(0.15 + 9.1)(0.768)] \times 0.8 \times 0.018$$

$$GA = 0.388 \text{ [kg/s]}$$

- Gasto de gases secos

$$G_{gs} = \text{Gases secos / Carbono} \times C \times G_{CD}$$

$$G_{gs} = [(4CO_2 + O_2 + 700) / 3(CO + CO_2)] \times C \times G_{CD}$$

$$G_{gs} = [(4(9.1) + 8.6 + 700) / 3(0.15 + 9.1)] \times 0.8 \times 0.018$$

$$G_{gs} = 0.5175 \text{ [kg/s]}$$

- GASTO DE GASES SECOS DE MEDICIONES DIRECTAS EN CHIMENEA

$$G_{gases} = \text{Vel.} \times \text{Area} \times \rho$$

$$\text{Area} = \pi r^2 = \pi(0.28)^2 = 0.24 \text{ m}^2$$

$$r = \text{radio chimenea} = 0.28 \text{ m}$$

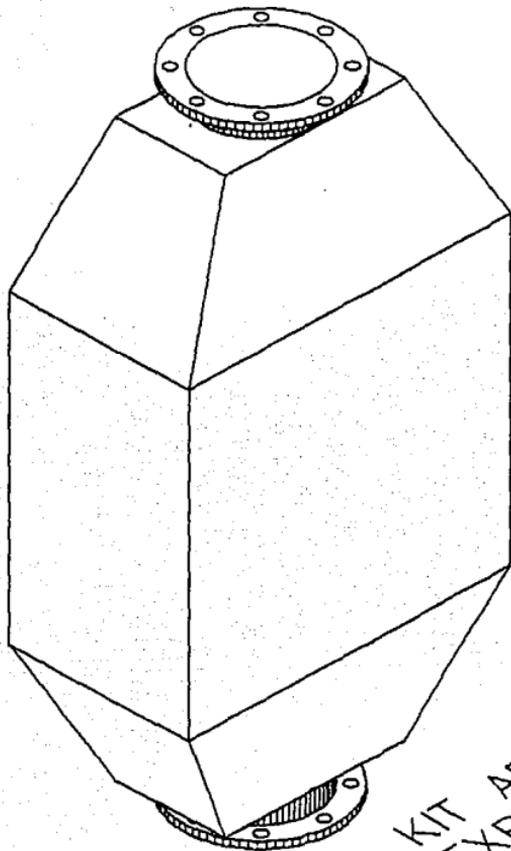
$$\rho = 0.912$$

$$\text{Vel. promedio} = 2.06 \text{ m/s}$$

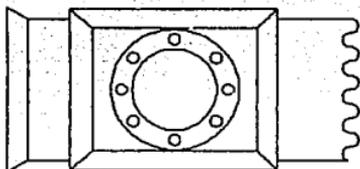
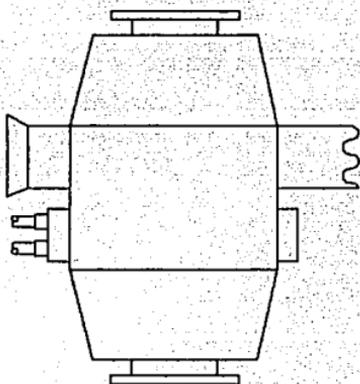
$$G_{gases} = 2.06 \times 0.24 \times 0.912$$

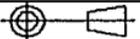
$$G_{gases} = 0.45 \text{ [kg/s]}$$

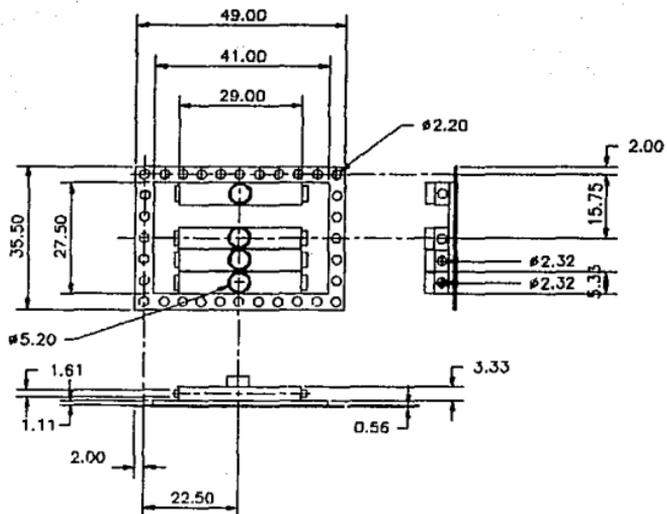
APENDICE "C"
PLANOS PROTOTIPO



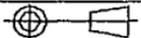
KIT ARREGLO
EXPERIMENTAL



<i>Escala : SIN</i>	<i>FAC. INGENIERIA</i>	<i>SEPTIEMBRE 91</i>	<i>DIBUJANTE:RCI MPR</i>
	<i>KIT AHORRO DE ENERGIA</i>		<i>APROBO:</i>
<i>CONFIGURACION PROTOTIPO-A</i>			<i>DIBUJO No. 1-A</i>



Escala : SIN	FAC. INGENIERIA	OCTUBRE 91	DIBUJANTE:RCI MPR
--------------	-----------------	------------	-------------------

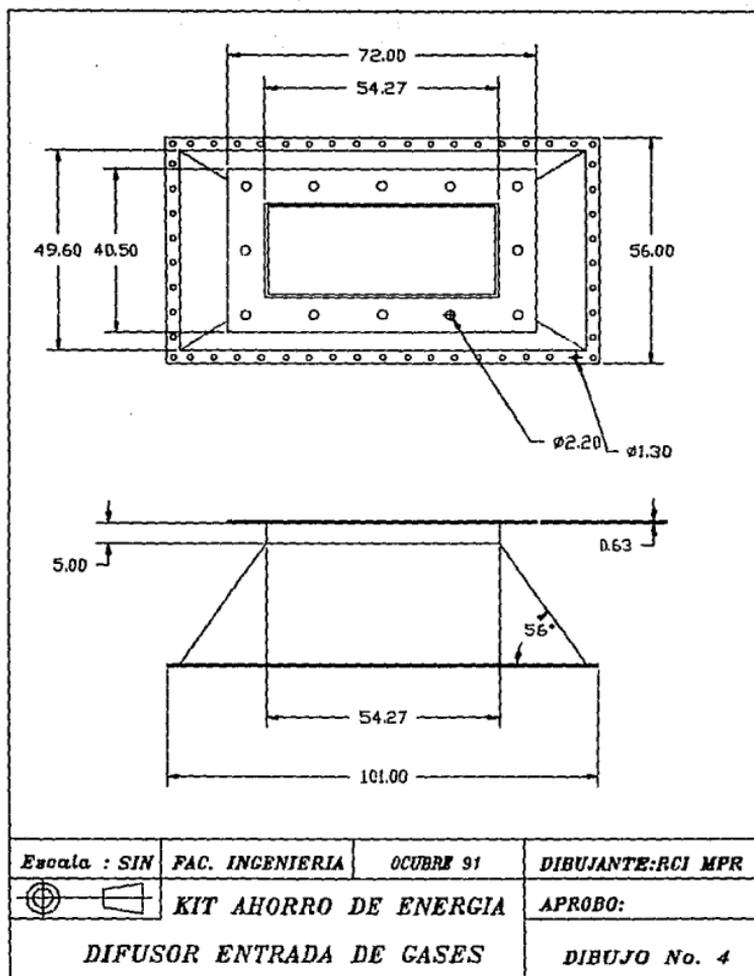


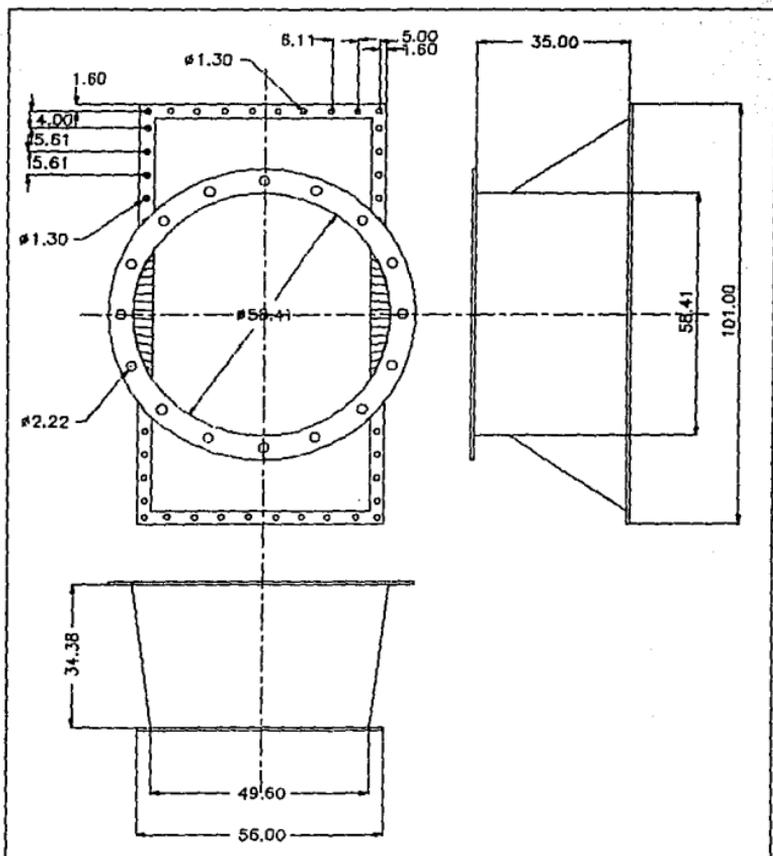
KIT AHORRO DE ENERGIA

APROBO:

CABEZAL ENTRADA DE FLUIDOS

DIBUJO No. 3



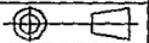


Escala : 1:10

FAC. INGENIERIA

16/OCT/91

DIBUJANTE: M P R



KIT AHORRO DE ENERGIA

APROBO: R C I

DIFUSOR SALIDA DE GASES

DIBUJO No. 5

APENDICE "D"

```

3 PRINT "Comentarios ..."
20 PRINT "parametros de entrada"
40 INPUT "numero de tubos economizador Nte = "; A
15 INPUT "# pasos ="; FC
30 INPUT "aletas por metro Nf = "; B
50 INPUT "espesor de la aleta k = "; C
70 INPUT "diametro de la aleta le = "; D
90 INPUT "diametro exterior del tubo Do = "; E
150 INPUT "diametro interior del tubo Di = "; F
70 INPUT "conductividad del material K = "; G
70 INPUT "eficiencia de la aleta ="; ND
100 INPUT "T80 ="; T85
10 INPUT "T80 = "; T86
10 INPUT "T8a ="; T8A
104 INPUT "T8a ="; T8A
10 INPUT "factor por correccion de temp. ( Tlm) ="; FF
10 PRINT "propiedades de los gases"
130 INPUT "gasto masico m0 = "; K
160 INPUT "conductividad de los gases Kg = "; L
10 INPUT "prandt. Pr0 = "; M
180 INPUT "viscosidad u0 = "; N
185 INPUT "densidad p0 ="; O
18 INPUT "calor especifico Cp0 ="; P
10 INPUT "factor ensuci.gases ="; FG
191 EDI = K * F * (TEG - T86)
10 PRINT "propiedades lado frio"
10 INPUT "gasto masico ma = "; Q
174 INPUT "conduc.fluido lado frio Ka = "; R
195 INPUT "prandt1 Pra = "; S
10 INPUT "viscosidad ua = "; T
10 INPUT "densidad pa = "; U
198 INPUT "calor especifico Cpa = "; V
10 INPUT "factor ensuci.lado frio ="; FA
200 INPUT "gaso longitudinal Xl = "; I
201 INPUT "gaso transversal Xt = "; J
207 INPUT "longitud transversal L3 = "; L3
20 INPUT "longitud L1 = "; L1
204 INPUT "longitud del tubo L2 = "; H
205 PRINT "calculo de las propiedades del arreglo"
2 * A2 = (I - E) - (D - E) * C * B
3 * B2 = ((D / 2) ^ 2 + I ^ 2) ^ .5 - E - (D - E) * C * B) * 2
130 IF (A2 < B2) THEN C2 = A2: GOTO 250

```

```

2 0 C2 = B2
250 AU = (L3 / J - 1) * C2 * H + A2 * H
260 AP = 3.1416 * E * (H - C * B * H) * A + 2 * (L1 * L3 - (3.1416 * A / 4 * E
))
270 AF = (2 * 3.1416 * (D ** 2 - E ** 2) / 4 + 3.1416 * D * C) * B * H * A
280 ATG = AP + AF
290 AT = A * H * 3.1416 * E
300 DH = 4 * AU * L1 / ATG
305 PRINT "calculo de los coeficientes (hg,ha v U )"
310 GPA = K / AO
320 RDH = GPA * DH / N
330 RDD = GPA * E / N
340 JG = .0014 + .2618 * RDD ** (-.4) * (ATG / AT) ^ (-.15)
350 HG = P * N * JG * RDH / (DH * M ^ .6661)
2000 REDA = (4 * D * FC) / (A * 3.1416 * T * F)
2900 NUSEL = 1.86 * (REDA * S * F / H) ^ (1 / 3)
3100 HA = NUSEL * R / F
3200 RW = (LOG(E / F) / LOG(2.7183)) / (2 * 3.1416 * G * H * A)
3750 AC = 3.1416 * F * H * A
3700 UGLO = 1 / (11 / HG + FG) / ND + (RW * ATG) + (1 / HA + FA) * (ATG / AC)
4100 PRINT "calculo de DTim"
4300 TLM = ((TEG - TSA) - (TSG - TEA)) / (LOG((TEG - TSA) / (TSG - TEA)) / LOG(
2.7183))
4500 PRINT "calculo de la energia retirada"
4600 GRE1 = UGLO * ATG * FF * TLM
5150 PRINT "calculo de temperaturas de salida"
5200 TSG = TEG - GRE1 / (G * F)
5300 TSA = TEA + GRE1 / (G * V)
5400 IF (GRE1 > ED1) THEN GOTO 204
5410 PRINT "Parametros del arredo"
5430 PRINT "AP =": AP
5445 PRINT "AF =": AF
5450 PRINT "Area total lado gases ATG =": ATG
5460 PRINT "area total lado frio =": AC
5470 PRINT "Reynolds basado en DH (gases) =": RDH
5475 PRINT "reynolds basado en DO (gases) =": RDD
5480 PRINT "coeficiente convectivo gases hg =": HG
5485 PRINT "diferencia de temperaturas TLM =": TLM
5490 PRINT "energia aprovechada en economizador =": GRE1
5495 PRINT "energia disponible para economizador =": ED1
5500 PRINT "temperatura salida gases econo. =": TSG
5505 PRINT "temperatura salida fluido lado frio =": TSA
5600 PRINT "reynolds interior =": REDA
5605 PRINT "nuse1 interior =": NUSEL
5610 PRINT "coefic.interior convectivo hi =": HA
6100 PRINT "coeficiente global U =": UGLO

```

APENDICE "E"

T K	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg·K	$\mu \cdot 10^{-2}$ N·s/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$k \cdot 10^3$ W/m·K	$\alpha \cdot 10^6$ m ² /s	Pr
Ammonia, NH ₃ , Continued							
400	0.5136	2.287	139	26.9	37.0	31.5	0.853
420	0.4886	2.322	145	29.7	40.4	35.8	0.833
440	0.4684	2.357	152.5	32.7	43.5	39.6	0.826
460	0.4460	2.393	159	35.7	46.3	43.4	0.822
480	0.4273	2.430	166.5	39.0	49.2	47.4	0.822
500	0.4101	2.467	173	42.2	52.5	51.9	0.813
520	0.3942	2.504	183	45.7	54.5	55.2	0.827
540	0.3795	2.540	186.5	49.1	57.5	59.7	0.824
560	0.3708	2.577	193	52.0	60.6	63.4	0.827
580	0.3533	2.613	199.5	56.5	63.8	69.1	0.817
Carbon Dioxide, CO ₂							
280	1.6022	0.830	140	7.38	15.20	9.63	0.765
300	1.7730	0.851	149	8.40	16.55	11.0	0.766
320	1.6509	0.872	156	9.39	18.05	12.5	0.754
340	1.5618	0.891	165	10.6	19.70	14.2	0.748
360	1.4743	0.908	173	11.7	21.2	15.8	0.741
380	1.3961	0.926	181	13.0	22.75	17.6	0.737
400	1.3257	0.942	190	14.3	24.3	19.5	0.737
450	1.1782	0.981	210	17.8	28.3	24.5	0.728
500	1.0594	1.02	231	21.8	32.5	30.1	0.725
550	0.9625	1.05	251	26.1	36.6	36.2	0.721
600	0.8826	1.08	270	30.6	40.7	42.7	0.717
650	0.8143	1.10	288	35.4	44.5	49.7	0.712
700	0.7584	1.13	305	40.3	48.1	56.3	0.717
750	0.7057	1.16	321	45.5	51.7	63.7	0.714
800	0.6614	1.17	337	51.0	55.1	71.2	0.716
Carbon Monoxide, CO							
200	1.6888	1.045	127	7.52	17.0	9.63	0.761
220	1.5341	1.044	137	8.93	19.0	11.0	0.753
240	1.4055	1.043	147	10.5	20.6	14.1	0.744
260	1.2967	1.043	157	12.1	22.1	16.3	0.741
280	1.2038	1.042	168	13.0	23.6	18.8	0.733
300	1.1235	1.043	175	15.6	25.0	21.3	0.730
320	1.0529	1.043	184	17.5	26.3	23.9	0.730
340	0.9909	1.044	193	19.5	27.8	26.9	0.725
360	0.9357	1.045	202	21.6	29.1	29.8	0.725
380	0.8864	1.047	210	23.7	30.5	32.9	0.729
400	0.8421	1.049	218	25.9	31.8	36.0	0.719
450	0.7483	1.055	237	31.7	35.0	44.3	0.714
500	0.67352	1.085	254	37.7	36.1	53.1	0.716

PROPIEDADES TERMOPISICAS

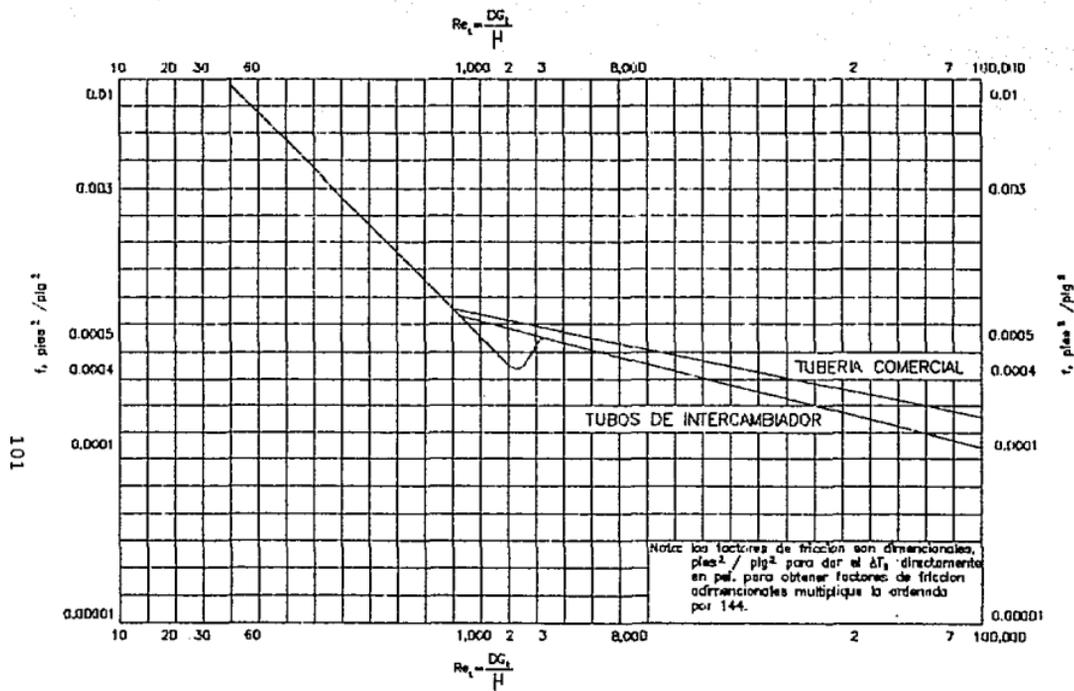
T K	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg·K	$\mu \cdot 10^7$ N·s/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$k \cdot 10^3$ W/m·K	$\alpha \cdot 10^6$ m ² /s	Pr
Air							
100	3.5662	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3264	1.012	103.4	4.426	13.6	5.84	0.752
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.6	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	99.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.8	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	92.80	59.6	131	0.716
900	0.3866	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3665	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.725
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	256	0.719
1400	0.2486	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.668
1700	0.2046	1.267	611	298	113	435	0.655
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.643
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	398	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	458	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	765	506	175	763	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	190	868	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.725	955	841	486	1570	0.536
Ammonia, NH ₃							
300	0.5894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.587
320	0.6446	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.670
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.672
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.672
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.669

T, K	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg·K	$\mu \cdot 10^7$ N·s/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$k \cdot 10^3$ W/m·K	$\alpha \cdot 10^6$ m ² /s	Pr
Carbon Monoxide, CO							
Continued							
550	0.81228	1.076	271	44.3	41.1	82.4	0.710
600	0.80128	1.068	266	51.0	44.0	72.1	0.707
650	0.81808	1.101	301	58.1	47.0	62.4	0.705
700	0.8102	1.114	315	65.3	50.0	63.3	0.702
750	0.44899	1.127	329	73.3	52.8	104	0.702
800	0.42095	1.140	343	81.5	55.5	116	0.705
Helium, He							
100	0.4871	5.193	96.3	19.8	73.0	28.9	0.686
120	0.4080	5.193	107	26.4	81.9	38.8	0.679
140	0.3481	5.193	118	33.9	90.7	50.2	0.676
160	--	5.193	129	--	99.2	--	--
180	0.2708	5.193	139	51.3	107.2	76.2	0.673
200	--	5.193	150	--	115.1	--	--
220	0.2216	5.193	150	72.2	123.1	107	0.675
240	--	5.193	170	--	130	--	--
260	0.1875	5.193	180	96.0	137	141	0.682
280	--	5.193	190	--	145	--	--
300	0.1625	5.193	199	122	152	180	0.580
350	--	5.193	221	--	170	--	--
400	0.1219	5.193	243	199	187	295	0.675
450	5.193	263	--	204	--	--	--
500	0.09754	5.193	283	290	220	434	0.668
550	--	5.193	--	--	--	--	--
600	--	5.193	320	--	252	--	--
650	--	5.193	332	--	264	--	--
700	0.06869	5.193	350	502	278	788	0.654
750	--	5.193	364	--	291	--	--
800	--	5.193	382	--	304	--	--
900	--	5.193	414	--	330	--	--
1000	0.04879	5.193	448	914	354	1400	0.654
Hydrogen, H ₂							
100	0.24258	11.23	42.1	17.4	67.0	24.8	0.707
150	0.18158	12.60	56.0	34.7	101	48.8	0.699
200	0.12115	13.54	68.1	56.2	131	79.9	0.704
250	0.09093	14.06	78.9	81.4	157	115	0.707
300	0.08078	14.31	89.8	111	183	158	0.701
350	0.06924	14.43	99.8	143	204	204	0.700
400	0.06059	14.48	103.2	179	228	256	0.695
450	0.05386	14.50	117.2	218	247	318	0.689
500	0.04848	14.52	126.4	261	268	378	0.691
550	0.04407	14.53	134.3	305	285	445	0.683

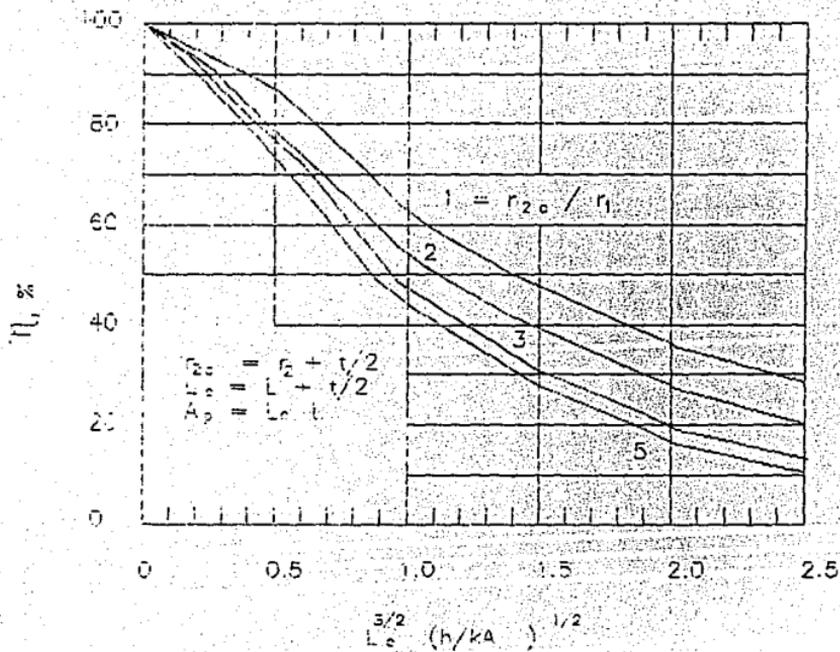
T K	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg·K	$\mu \cdot 10^7$ N·s/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$k \cdot 10^3$ W/m·K	$\alpha \cdot 10^6$ m ² /s	Pr
Hydrogen, H₂ Continuum							
600	0.04940	14.55	142.4	352	305	519	0.878
700	0.03463	14.81	157.8	456	342	676	0.675
800	0.03030	14.70	172.4	589	378	840	0.870
900	0.02894	14.83	186.5	692	412	1030	0.871
1000	0.02424	14.99	201.3	830	446	1230	0.873
1100	0.02204	15.17	213.0	966	468	1460	0.662
1200	0.02020	15.37	226.2	1120	520	1700	0.659
1300	0.01865	15.58	238.5	1279	568	1985	0.665
1400	0.01732	15.81	252.7	1447	610	2230	0.850
1500	0.01618	16.02	262.7	1626	655	2530	0.843
1600	0.0152	16.28	273.7	1801	697	2815	0.639
1700	0.0143	16.58	284.9	1992	742	3130	0.637
1800	0.0135	16.68	298.4	2193	786	3435	0.539
1900	0.0128	17.49	307.2	2400	835	3730	0.643
2000	0.0121	18.25	318.2	2630	878	3975	0.661
Nitrogen, N₂							
100	3.4388	1.075	68.8	2.00	9.56	2.60	0.768
150	2.2994	1.050	100.6	4.45	13.9	5.86	0.759
200	1.6863	1.043	120.2	7.65	18.3	10.4	0.736
250	1.3488	1.042	154.9	11.48	22.2	15.6	0.727
300	1.1253	1.041	178.2	15.86	25.9	22.1	0.716
350	0.9625	1.042	200.0	20.78	29.3	29.2	0.711
400	0.8425	1.045	220.4	26.16	32.7	37.1	0.704
450	0.7455	1.050	239.6	32.01	35.6	45.6	0.703
500	0.6739	1.056	257.7	38.24	38.9	54.7	0.700
550	0.6124	1.065	274.7	44.86	41.7	63.9	0.702
600	0.5615	1.075	290.8	51.79	44.6	73.9	0.701
700	0.4812	1.098	321.0	66.71	49.9	94.4	0.706
800	0.4211	1.122	349.1	82.90	54.8	116	0.715
900	0.3743	1.146	375.3	100.3	59.7	139	0.721
1000	0.3368	1.167	399.9	118.7	64.7	165	0.721
1100	0.3062	1.137	423.2	138.2	70.0	193	0.718
1200	0.2807	1.204	445.3	158.6	75.6	224	0.707
1500	0.2591	1.218	466.2	179.9	81.0	256	0.701
Oxygen, O₂							
100	3.945	0.962	78.4	1.94	9.25	2.44	0.795
150	2.585	0.921	114.5	4.44	13.8	5.50	0.768
200	1.930	0.915	147.5	7.64	18.3	10.4	0.737
250	1.542	0.915	178.6	11.68	22.6	16.0	0.723
300	1.284	0.920	207.2	16.14	26.8	22.7	0.711

PROPIEDADES TERMOFISICAS

T K	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg·K	$\mu \cdot 10^3$ N·s/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$k \cdot 10^4$ W/m·K	$\alpha \cdot 10^5$ m ² /s	P_r
Oxygen O ₂ Continued							
350	1.100	0.929	233.5	21.23	29.6	29.0	0.733
400	0.9620	0.942	258.2	26.84	33.0	36.4	0.737
450	0.8554	0.956	281.4	32.90	36.3	44.4	0.741
500	0.7690	0.972	303.3	39.40	41.2	55.1	0.716
550	0.6998	0.988	324.0	46.30	44.1	63.8	0.726
600	0.6414	1.003	343.7	53.59	47.3	73.5	0.729
700	0.5498	1.031	380.8	69.26	52.6	93.7	0.744
800	0.4810	1.054	415.2	88.32	58.9	116	0.743
900	0.4275	1.074	447.2	104.6	64.9	141	0.740
1000	0.3848	1.090	477.3	124.0	71.0	169	0.733
1100	0.3498	1.103	505.5	144.5	75.8	198	0.736
1200	0.3206	1.115	532.5	166.1	81.9	229	0.725
1300	0.2960	1.125	566.4	188.6	87.1	262	0.721
Water Vapor (steam)							
380	0.5863	2.060	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
400	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.960	152.5	31.11	29.9	20.8	1.01
500	0.4405	1.965	170.4	38.68	33.9	38.6	0.993
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.8	47.4	0.993
600	0.3652	2.025	206.7	56.90	42.2	57.3	0.993
650	0.3360	2.058	224.7	66.48	46.4	68.8	0.996
700	0.3140	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1.00
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1.00
800	0.2739	2.152	278.6	101.7	59.2	106	1.01
850	0.2579	2.188	295.9	115.1	63.7	113	1.02



FACTORES DE FRICCIÓN PARA LADO DE TUBO



EFICIENCIA DE ALETAS ANULARES
 CON PERFIL RECTANGULAR

CONSTANTES PARA ARREGLOS DE TUBOS DE MAS DE 10 HILERAS

S./D	S./D								
	1.25		1.5		2.0		3.0		
	C	m	C	m	C	m	C	m	
ARREGLO ESCALONADO									
0.500							0.213	0.636	
0.900					0.446	0.571	0.401	0.581	
1.300			0.497	0.558					
1.125					0.478	0.565	0.518	0.560	
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562	
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568	
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570	
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574	

FACTOR DE CORRECCION C₁ PARA CUANDO N < 10

N	FACTOR DE CORRECCION C ₁ PARA CUANDO N < 10								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ARREGLO ESCALONADO	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

N : NUMERO DE HILERAS

FUNDAMENTALS
OF HEAT TRANSFER
INCROPERA PAG 355

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Carl D. Shield. "Calderas Tipos. Caracteristicas y sus Funciones". CECSA, 1982.
- 2.- Rohsenow, Hartnett. "Hand Book Heat Transfer Aplications". Mc Graw Hill.
- 3.- Kay W. M. and London. "Compact Heat Exchangers". Mc Graw Hill, New York 1984.
- 4.- Frank P. Incropera, David P. DeWitt, "Fundamentals of Heat Transfer". John Wile and Sons, 1981.
- 5.- Proceso de Transferencia de calor.
- 6.- M. Kovarik. "Optimal Heat Exchangers". Journal of Heat Transfer, mayo 1989.
- 7.- B. J. Huang, R. H. Yen, W. S. Shio. "A Steady-State Thermal Performance Model of Fire-Tube Shell Boilers", ASME Transaction of the Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, abril 1985.
- 8.- G. Teoclitus. "Heat Exchanger Fires and the Ignitions of Solids Metals", ASME Transaction of the Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, julio 1985.
- 9.- J. C. Han, J. S. Park C. K. Lei, "Heat Transfer Enhancement in Channels in the Trubulence Promotors", ASME Transaction of the Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, julio 1985.

- 10.-Domingos J; "Analysis of Complex Assemblies of Heat Exchangers", Int. Journal Heat Mass Transfer 1969.
- 11.-Nishimura, "A Theory for the Optimal Synthesis of Heat Exchangers". Optimization Theory and Applications, vol. 30 1980.
- 12.-Jarzebski A. B; "Dimensioning of Spiral Heat Exchangers to Give Minimum Costs". ASME Journal of Heat Transfer, vol. 106 1984.
- 13.-Hargis, "Application of Spiral Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering Progress, vol. 63 1967.
- 14.-Jenssen, "Heat Exchangers Optimization". Chemical Engineering Progress, vol. 65 1969.
- 15.-CADEM S.A., "Manual de Eficiencia Energética Térmica en la industria"
- 16.-David Gunn - Robert Herton "Industrial Boilers"; Logan Scientific Technical.
- 17.-CHARGOY DEL VALLE N. "Intensificación de transferencia de calor por convección forzada en tubos mediante insertos bandera" DEPI, F.I.