

**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS
ABIERTOS**

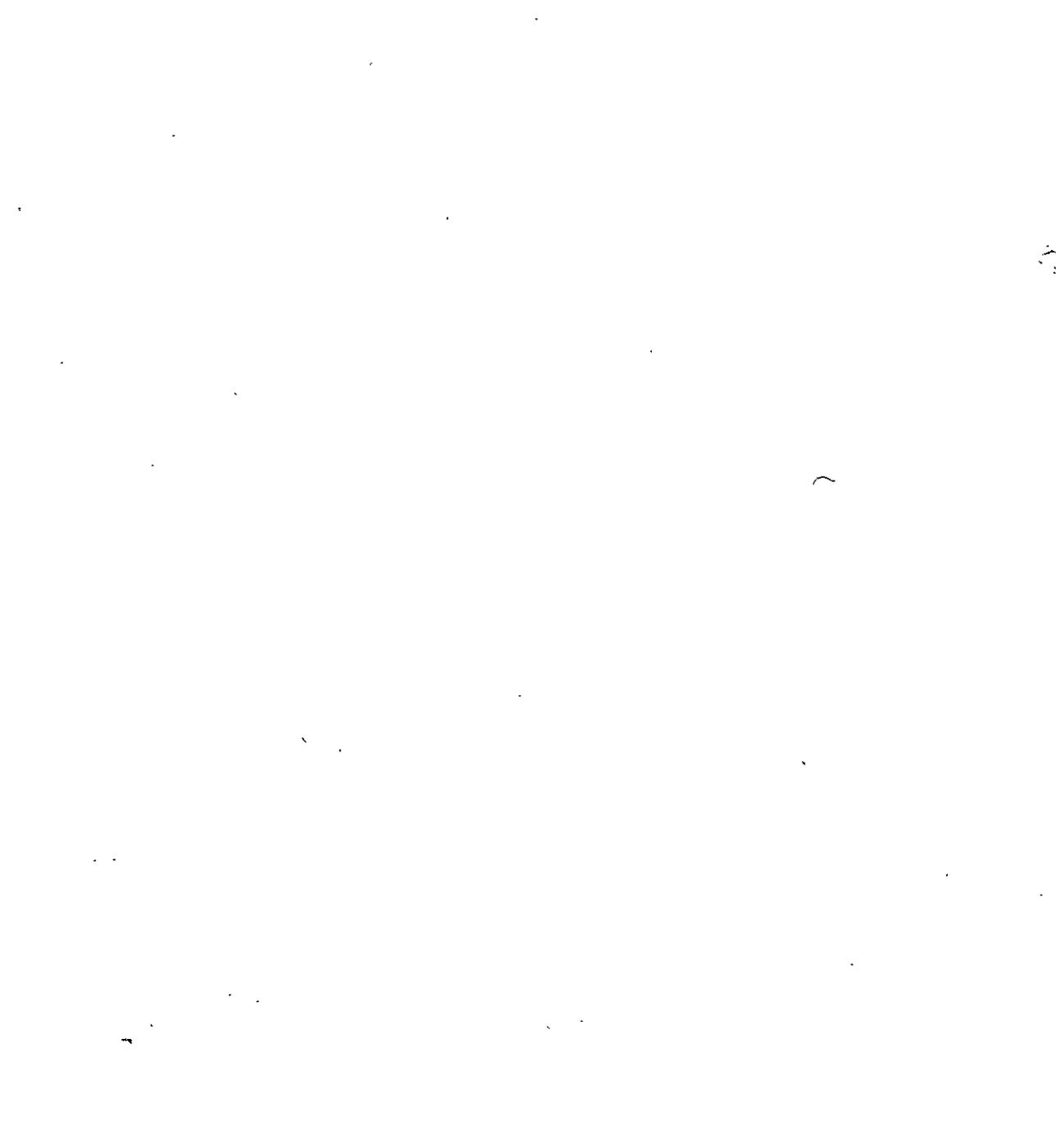
**DIPLOMADO EN INGENIERÍA DE CALDERAS Y RECIPIENTES
SUJETOS A PRESIÓN**

MODULO II: INGENIERÍA DE CALDERAS

TEMA:

CALDERAS DE POTENCIA

**EXPOSITOR: ING. JORGE IZAGUIRRE MONTIEL
JUNIO 1997**





COLEGIO DE INGENIEROS MECÁNICOS Y ELECTRICISTAS

FACULTAD DE INGENIERÍA-U.N.A.M.

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**DIPLOMADO
INGENIERÍA DE CALDERAS Y
RECIPIENTES SUJETOS A PRESIÓN**

CALDERAS DE POTENCIA

**MÓDULO II
INGENIERÍA DE CALDERAS**

INSTRUCTORES

ALBERTO PLAUCHU L.

Calderas de Potencia (ASME Sec. I)

***Expositor:* Ing. Alberto Plauchú Lima**

CALDERAS, COMBUSTIBLES Y COMBUSTION

El empleo de vapor como fuerza motriz, se remota a muchos años atrás, los primeros registros con que se cuenta datan del siglo I a C. Sin embargo estos fueron intentos aislados, no siendo hasta a principios del siglo XVIII cuando se inicia formalmente la utilización del vapor en forma generalizada. Las primeras calderas que se emplean fueron las del tipo tetera (Shell), un gran recipiente relleno de agua y calentada en su parte inferior, de forma simultánea surgieron las primeras calderas de tubos de humo. Por las características del diseño (calentamiento directo de los recipientes a presión, que contenían grandes volúmenes de agua en condiciones de vapor saturado) estas primeras calderas estuvieron sujetas a explosiones y accidentes, habiendo puesto en riesgo el desarrollo industrial de la época.

A raíz de esa problemática se buscó el diseño que pudiera otorgar seguridad a la operación de las calderas. Se buscaba desarrollar un diseño de caldera que tuviera la mayor parte de la superficie de calentamiento formado por tubos, los cuales transportaran y permitirán el calentamiento de un volumen de agua menor, produciendo con esto menos presiones y evitando consecuentemente las roturas frecuentes de aquellas partes sometidas a presiones elevadas. Stephen Wilcox introdujo en 1856 una modificación sustancial al diseño tradicional ya descrito, las características básicas de su desarrollo permitían una mejor circulación de agua y una mayor superficie de calentamiento, logrando con ello tener una caldera inherentemente segura.

A partir de entonces se sucedieron una serie de cambios y mejoras, basadas en una utilización generalizada de las calderas en diversos procesos de

DIPLOMADO DE INGENIERÍA DE CALDERAS Y RECIPIENTES SUJETOS A PRESIÓN

INSTRUCTORES:
ALBERTO PLAUCHEU L.

MÓDULO II. INGENIERÍA DE CALDERAS

PARTE 1 - CALDERAS DE POTENCIA.

A. GENERALIDADES.

- * FUNCIÓN DEL GENERADOR - CLASIFICACIÓN - CAPACIDAD - EFICIENCIA - DISPONIBILIDAD - CONTROL.

B. COMPONENTES DE UNA CALDERA.

- * DOMOS - CABEZALES - PAREDES - ECONOMIZADORES - SOBRECALENTADORES - ATEMPERADORES - CUBIERTAS - CAJAS DE AIRE Y DUCTOS - CALENTADORES DE AIRE - VENTILADORES - QUEMADORES - CHIMENEAS - ESTRUCTURA.

C. CIRCULACIÓN.

- * CONCEPTOS BÁSICOS - TIPOS DE CIRCULACIÓN - RANGOS DE APLICACIÓN.

D. DISEÑO TÉRMICO.

- * CONCEPTOS BÁSICOS - MODOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR ABSORCIÓN EN DIFERENTES COMPONENTES - BALANCE TÉRMICO EN UNA CALDERA.

E. ESPECIFICACIÓN Y EVALUACIÓN DE CALDERAS.

- * PROBLEMAS CON CALDERAS EN SERVICIO - CAUSAS DE ESPECIFICACIÓN DEFICIENTE - ¿QUIÉNES INTERVIENEN? - CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE UNA ESPECIFICACIÓN - ALGUNAS SOLUCIONES.

F. CÓDIGO ASME DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESIÓN.

- * SECCIÓN I - CALDERAS DE POTENCIA - INTRODUCCIÓN - FILOSOFÍA DEL CÓDIGO - ESTRUCTURA DE LA SECCIÓN I - RELACIÓN CON OTRAS SECCIONES Y CÓDIGOS - DOCUMENTACIÓN COMPLEMENTARIA - CONCEPTO "CONSTRUIDO A CÓDIGO"

G. USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN CALDERAS.

- * FUNDAMENTOS DE ADMINISTRACIÓN - DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO EN LA GENERACIÓN DE VAPOR - GENERACIÓN EFICIENTE DE VAPOR - INFLUENCIA DEL CONTROL EN LA EFICIENCIA - MÉTODOS DE CÁLCULO DE EFICIENCIA - CONCLUSIONES.

producción industrial. Como ejemplo consideramos una caldera típica de finales del siglo XIX, la cual quemaba como combustible carbon, con una cantidad máxima de combustible quemado de 120 kg por m² de parrilla por hora, con una superficie de calefacción de 84 m² y con un rendimiento de 50%.

Cien años después y gracias a la experiencia adquirida en diseño, fabricación y operación se cuenta con calderas de gran confiabilidad. Tanto es el desarrollo que se ha alcanzado con la utilización de las calderas, que se tiene un amplio espectro del tamaño de ellas para diferentes usos, disponiéndose desde la pequeña usada para la calefacción casera, hasta las enormes usadas para la producción de energía eléctrica.

Como ejemplo de una caldera actual, mencionaremos algunas características de una caldera usada por CFE para generar 300 MW de energía eléctrica. Ésta quema combustóleo a razón de 80 ton por hora, a plena carga con 16 quemadores dispuestos en 4 niveles en forma tangencial, produce 975 ton de vapor sobrecalentado, posee una superficie de calefacción de 23,125 m² y operan con eficiencias de alrededor del 89%. En los más de 100 años transcurridos desde la modificación realizada por Wilcox, los conocimientos sobre el vapor y el agua han aumentado grandemente, sus propiedades han sido determinadas y tabuladas adecuadamente, se han obtenido nuevos conocimientos de transmisión de calor, flujo de fluidos y circulación de agua-vapor, así como medios para quemar/grandes cantidades de combustibles y procesar los subproductos de la combustión con equipos de control de emisiones. Se han fabricado aceros y aleaciones más fuertes y consistentes en sus propiedades, los métodos de fabricación de tuberías y recipientes son más avanzados; además se han adoptado códigos y normas para regular el diseño, fabricación e inspección de todas aquellas partes sujetas a presión.

Si bien es cierto que se han tenido grandes avances tecnológicos, por otro lado han surgido limitantes muy importantes para el empleo indiscriminado de calderas o de cualquier equipo de combustión, como son:

- Los altos índices de contaminación atmosférica, sobre todo en las zonas de alta concentración industrial y
- Los altos costos de los combustibles

Esas dos características obligan a pensar en la necesidad de implementar programas de ahorro o uso racional de energía, ya que a través de un programa de estos, se abaten tanto los altos costos como los altos índices de contaminación.

Dentro de estos programas se analizan puntos como los siguientes:

- El uso adecuado de los equipos; determinar las condiciones adecuadas de trabajo de acuerdo al diseño (presión de trabajo, temperatura de trabajo, máxima eficiencia o la capacidad más cercana a la requerida, etc.), programas de mantenimiento, supervisión adecuada, etc.
- El uso racional de la energía asociada a los equipos, evitar pérdidas innecesarias (fugas de calor, fugas de vapor, etc.), aprovechar el calor de desperdicio o rechazo (utilizar la alta temperatura en los gases de combustión), optimizar la combustión (carburación de los sistemas de combustión) etc.

En lo relativo a equipos de combustión, se analizarán la mayoría de los puntos mencionados, iniciando por las calderas, como equipos de principal importancia en la mayoría de los procesos industriales.

1.1 TIPOS DE CALDERAS Y SUS CARACTERISTICAS

Definición 1

Una caldera es un recipiente cerrado en el cual se calienta agua, se genera vapor o se sobrecalienta, bajo presión o vacío, mediante la aplicación de calor proveniente de la combustión de combustibles, electricidad o energía nuclear.

Definición 2

Una caldera es un sistema sujeto a presión que transfiere calor. Este calor se obtiene de una mezcla de aire - combustible para producir vapor y/o agua caliente.

Las calderas se subdividen generalmente y de acuerdo a su utilización, en cuatro tipos clásicos

- Residencial
- Comercial
- Industrial
- Generación de energía eléctrica (o de potencia)

Para efectos de este curso, nos limitamos a las calderas que transfieren calor proveniente de la combustión de diversos combustibles y para uso industrial

En términos más generales, las calderas se dividen en pirotubulares y acuotubulares, dependiendo de si los tubos contienen los gases de combustión o el agua.

1.1.1 CALDERAS PIROTUBULARES

En estas calderas los gases de la combustión son obligados a pasar por el interior de unos tubos, que se encuentran sumergidos en la masa de agua. Todo el conjunto, agua y tubos de gases, se encuentra rodeado por una carcasa exterior. Los gases calientes, al circular por los tubos, ceden calor sensible, el cual se transmite a través de los tubos, al agua.

Estas calderas tienen una presión de trabajo que no excede normalmente de 20 kg/cm^2 , ya que presiones más altas obligarían a espesores de la carcasa demasiado grandes. Su producción de vapor máxima se encuentra alrededor de 25t/h.

En el contexto de este curso se estudiarán dos tipos de calderas pirotubulares para combustibles líquidos y gaseosos:

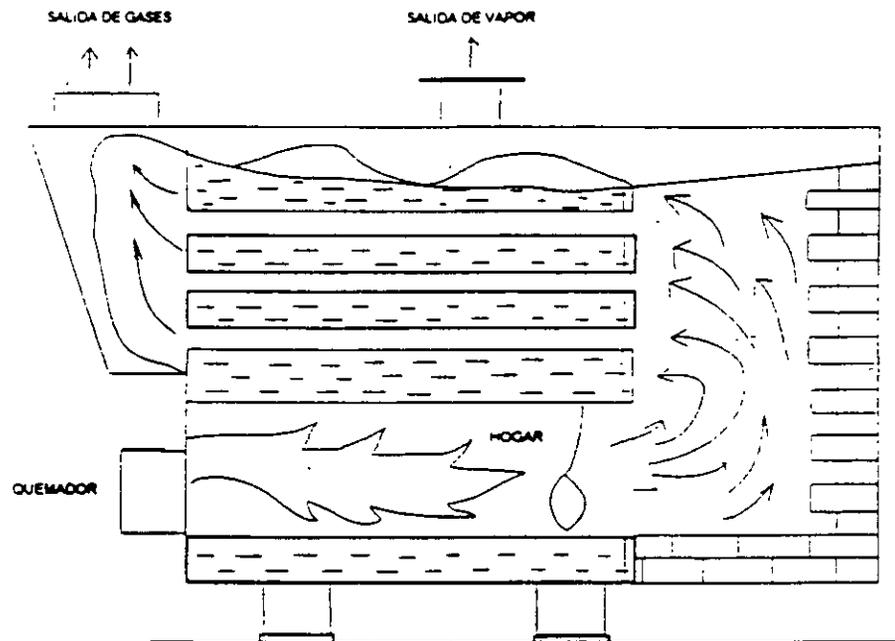
- Calderas de hogar integral
- Calderas compactas con tubo hogar

Calderas Piro tubulares de Hogar Integral

En la Fig. 1.1 se puede ver el esquema de una caldera de este tipo, en el cual se puede ver el tipo de flama que se produce y el paso de los gases de combustión por los tubos en los cuales se lleva a cabo el intercambio de calor. Como se observa, el hogar y los tubos forman una sola unidad.

Comúnmente estas calderas se fabrican en el sitio de operación con material cerámico aislante de alta temperatura.

FIG. 1.1: ESQUEMA DE CALDERA PIROTUBULAR DE HOGAR INTEGRAL



Caldera Piro-tubular Compacta con Tubo Hogar

El diseño de estas calderas muestra un tubo central sumergido en el agua, el cual hace de hogar. Los gases de combustión ceden calor a este tubo por radiación. Posteriormente son obligados a pasar por los tubos, los cuales están sumergidos en agua, al igual que en todas las calderas piro-tubulares.

Estas calderas tienen las siguientes ventajas:

1. Capacidad de soportar fluctuaciones de carga bruscas y grandes, produciéndose sólo ligeras variaciones en la presión debido a la gran cantidad de agua almacenada.
2. Bajo costo inicial
3. Bajo costo de mantenimiento
4. Simplicidad de instalaciones que sólo exigen la cimentación y las interconexiones de la caldera a las redes de agua, vapor, combustible y electricidad, ya instaladas previamente de la fábrica

Este tipo de caldera es el de mayor utilización en la industria nacional por las ventajas ya mencionadas, además de que en condiciones adecuadas de operación y mantenimiento pueden trabajar con rendimientos hasta el 90% o más. Generalmente proporcionan vapor a dos niveles, bajo hasta 10.5 kg/cm² y alto hasta 20 kg/cm², la producción de vapor alcanza hasta 25 t/h.

A pesar de las ventajas anteriores, las calderas piro-tubulares presentan ciertos problemas y limitaciones como son: restricciones en tamaño y capacidad por resistencia de la carcasa, tensiones térmicas y peligro de explosión por el efecto combinado de lo anterior y las incrustaciones, así como por otras causas.

Lo anterior ha conducido a la construcción de calderas acuotubulares, en las cuales los gases de combustión pasan por el exterior de tubos que conducen agua, vapor o una mezcla de ambas.

1.1.2 CALDERAS ACUOTUBULARES

Como ya se mencionó anteriormente, el diseño de estas calderas totalmente diferente al de las pirotubulares, ya que los gases de combustión circulan por la parte externa de los tubos, mientras que por su interior lo hace el agua, posteriormente agua-vapor y finalmente vapor

Estas calderas tienen un gran espectro de producción de vapor, la cual puede variar desde una pequeña producción de vapor, calderas compactas, hasta las grandes producciones de vapor, calderas de centrales termoeléctricas, funcionando en condiciones en extremo críticas del vapor. En la industria, comúnmente, se utilizan las calderas de vapor acuotubulares que operan a presiones inferiores a 64 kg/cm^2 y temperaturas por abajo de 450°C . Como una clasificación general, se consideran calderas acuotubulares pequeñas y medianas las que tienen capacidades de vaporización desde 3 hasta 100 toneladas/hora; éstas a su vez se clasifican en diferentes tipos

Calderas Acuotubulares Compactas

Debido a su gran demanda, los fabricantes de calderas más importantes construyen este tipo de calderas, las cuales tienen como característica predominante que se construyen totalmente en los talleres del fabricante y se venden y envían como un paquete al lugar de su utilización. En principio pueden suministrarse para quemar cualquier tipo de combustible (combustóleo, gasóleo, diesel, gas natural o licuado, e inclusive carbón) variando lógicamente con el tipo de combustible las características tanto del hogar como de los sistemas de combustión y sus diferentes accesorios periféricos.

Por la característica ya mencionada anteriormente (paquete en el cual el cierre de los gases suele estar formado por paredes membrana por las que circula el agua o la mezcla agua-vapor) estas calderas requieren poca obra civil para su instalación. Comúnmente los diferentes autores identifican dos tipos de calderas y son:

a) De Hogar Integral Pequeñas

Son calderas con una producción de vapor de hasta 30t/h. El hogar está recubierto de unas paredes membranas. El tiro es forzado y los quemadores van incluidos en la caldera.

Véanse las Figs. 1.2 y 1.3, en donde se muestran calderas de este tipo para diferentes tipos de combustible.

Las calderas compactas de hogar integral pequeñas son recomendables, para los siguientes casos.

1. Cuando se requiere una rápida instalación
2. Cuando se dispone de poco espacio
3. Cuando puede ser necesario el traslado de la caldera a otra localización
4. Cuando el proceso requiere una mayor presión de vapor que la suministrada por una pirotubular compacta.

b) De Hogar Integral Grandes

Estas son calderas de mayor producción de vapor, 200t/h; también tienen el hogar recubierto de paredes membrana, son de tiro forzado en su mayoría (puede haber de tiro balanceado).

En las Figs. 1.4 y 1.5 aparecen calderas de este tipo para diferentes combustibles.

FIG. 1.2: CALDERA COMPACTA DE HOGAR INTEGRAL PEQUEÑA PARA COMBUSTOLEO O GAS

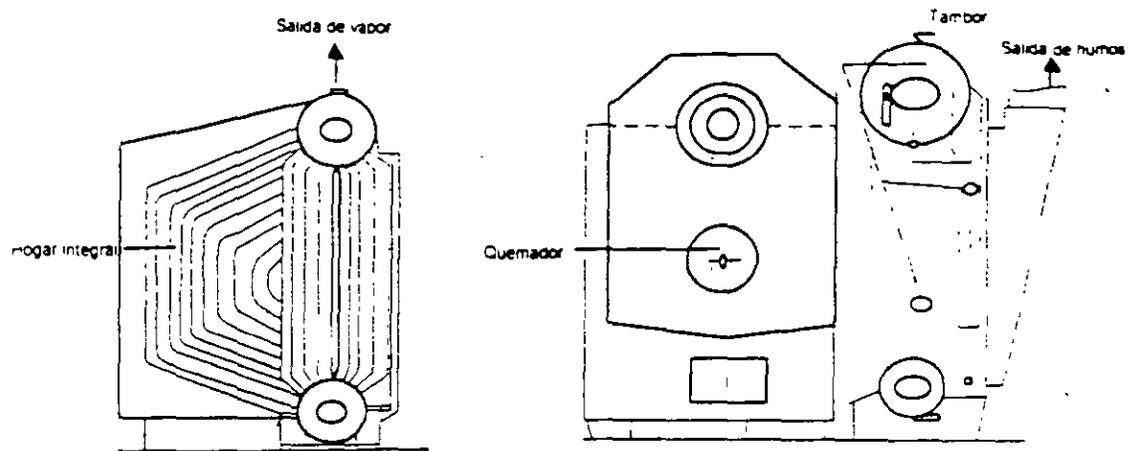


FIG. 1.3: CALDERA COMPACTA DE HOGAR INTEGRAL PEQUEÑA EN VERSION PARA CARBON Y EN VERSION PARA COMBUSTOLEO O GAS NATURAL

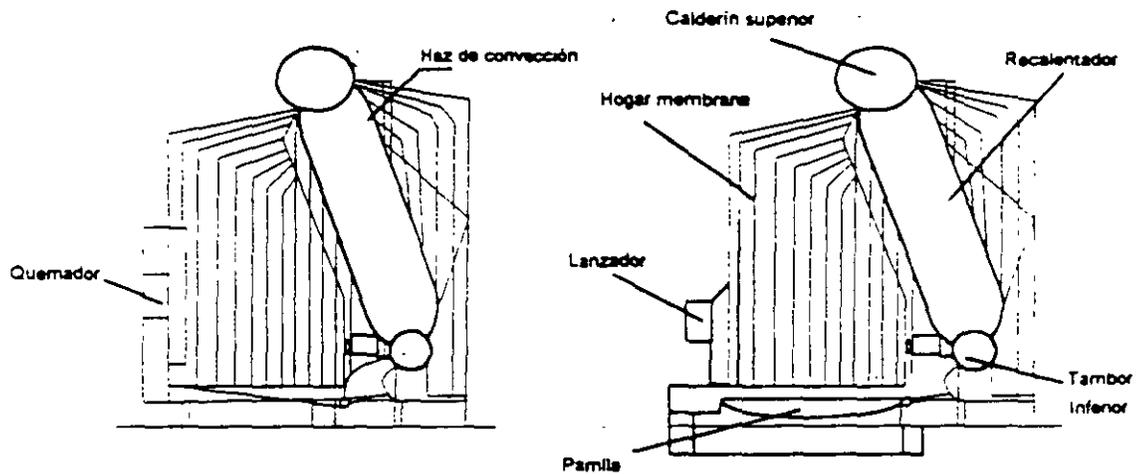


FIG. 1.4: CALDERA COMPACTA DE HOGAR INTEGRAL GRANDE PARA COMBUSTOLEO O GAS

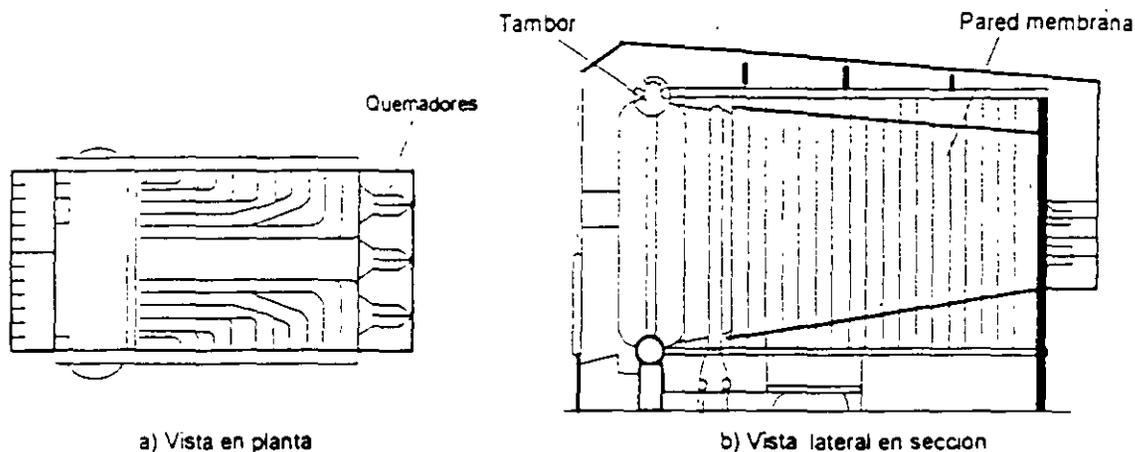
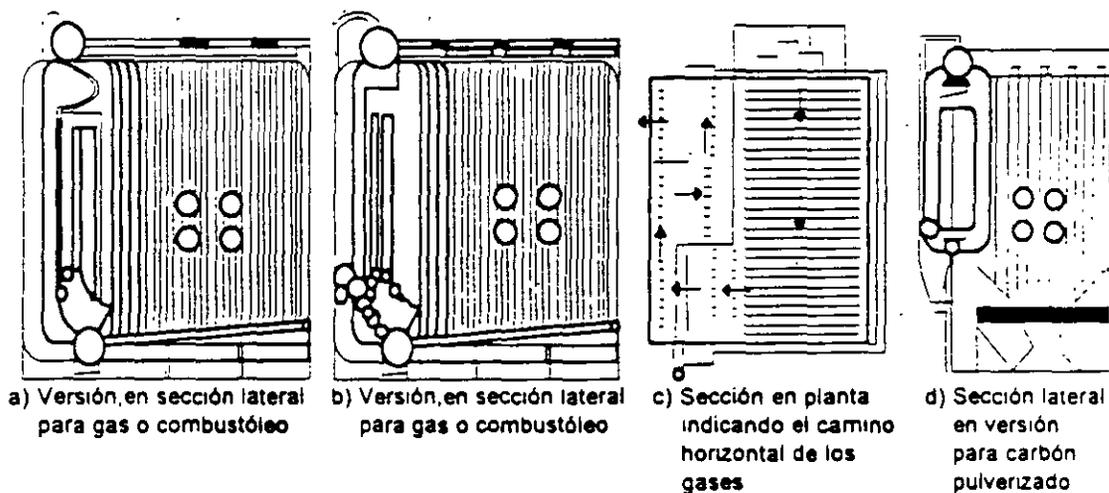


FIG. 1.5: CALDERA COMPACTA DE HOGAR INTEGRAL GRANDE, VERSION PARA CARBON Y VERSION PARA COMBUSTOLEO O GAS NATURAL



Las calderas compactas de hogar integral grande son aplicables para los siguientes casos:

1. Producción de vapor requerida para generación de energía o para utilización en proceso

2. Cuando las limitaciones de espacio obliguen a la optimización de éste
3. Cuando los requerimientos de vapor sean superiores a los de las calderas de hogar integral pequeñas

Existen otros tipos de calderas que no serán analizadas en este curso y sólo se mencionarán

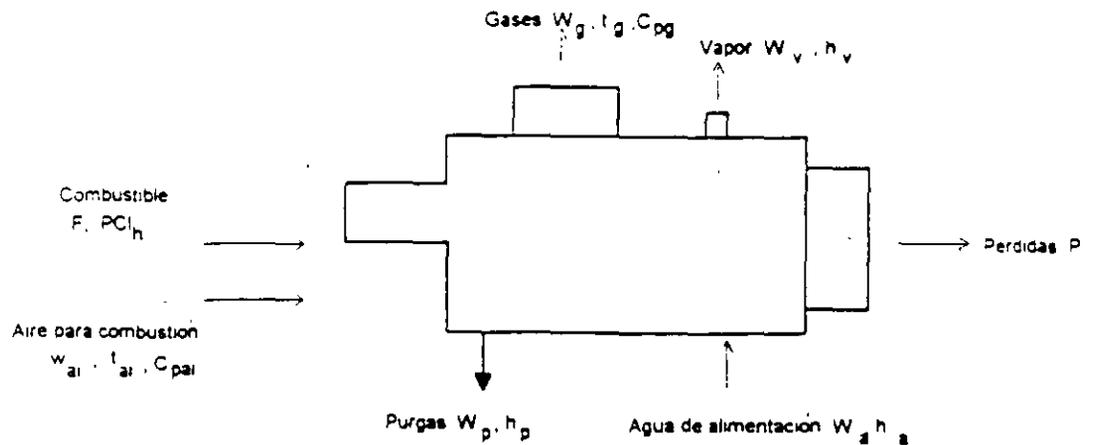
- Calderas Acuotubulares No Compactas
 - Tubos rectos
 - Tubos curvos
- Calderas Acuotubulares de Alta Presión y Alta Temperatura
- Calderas de Lecho Fluidizado
 - Burbujeante
 - Circulante
 - Presurizado

1.3 RENDIMIENTO DE LAS CALDERAS DE VAPOR

Para conocer como esta funcionando una caldera de vapor y poder tomar acciones encaminadas a una mejor operación y por ende, un funcionamiento más eficiente, se requiere conocer el rendimiento de dicho equipo. Para obtener dicho rendimiento, considerado éste como la relación de calor aprovechado a calor aportado, es necesario realizar balances tanto de masa como de energía.

En la Fig. 1.6 se pueden observar esquemáticamente los diferentes componentes que intervienen en el balance de masa y energía en una caldera.

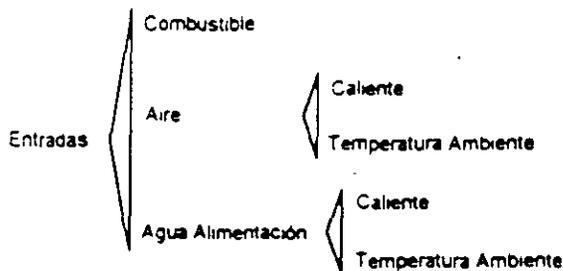
FIG. 1.6: ESQUEMA DE VARIABLES PARA BALANCE DE MASA Y ENERGIA EN UNA CALDERA



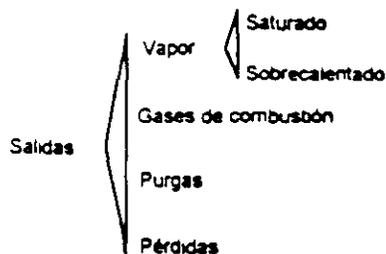
Donde

W_a	=	Flujo de agua de alimentación, kg/h
h_a	=	Entalpia de agua de alimentación, kcal/kg
W_v	=	Flujo de vapor, kg/h
h_v	=	Entalpia de vapor, kcal/kg
W_p	=	Flujo de purgas, kg/h
h_p	=	Entalpia de agua de purgas, kcal/kg
F	=	Flujo de combustible, kg/h
PCI_h	=	Poder calorífico inferior del combustible húmedo, kcal/kg
W_{ai}	=	Flujo de aire de combustion, kg/h
t_{ai}	=	Temperatura de aire de combustion, °C
C_{pai}	=	Calor específico del aire, kcal/kg-°C
W_g	=	Flujo de gases de combustion, kg/h
t_g	=	Temperatura de gases de combustion, °C
C_{pg}	=	Calor específico de los gases, kcal/kg - °C
P	=	Pérdidas, kcal/h

Como puede verse las entradas a la caldera son:



mientras que las salidas son:



Si se toma en cuenta que para cada una de las salidas y entradas hay asociada una energía, puede prepararse el siguiente cuadro:

ENTRADAS	FLUJO MASICO	ENERGIA ENTRANTE
Combustible	F	$F \times PCIh$
Aire	W_{ai}	$W_{ai} \times C_{p_{ai}} \times t_{ai}$
Agua	W_a	$W_a \times h_a$

Para las salidas el cuadro equivalente es:

SALIDAS	FLUJO MASICO	ENERGIA SALIENTE
Vapor	W_v	$W_v \times h_v$
Gases	W_g	$W_g \times C_{p_g} \times t_g$
Purgas	W_p	$W_p \times h_p$
Pérdidas	-	P

Las pérdidas para los combustibles líquidos o gaseosos son las siguientes

- Pérdidas debidas a la humedad en el combustible
- Pérdidas debidas a la humedad en el aire
- Pérdidas debidas al calor en el vapor de atomización
- Pérdidas en el combustible no quemado, que sale en los gases de combustión (hollín)
- Pérdidas por radiación y convección en superficies exteriores

Para combustibles sólidos son aplicables las pérdidas anteriores más las siguientes:

- Pérdidas por carbón inquemado
- Pérdidas por calor sensible en escorias
- Pérdidas por calor sensible en polvos de los gases
- Pérdidas por calor en reinyectados pulverizados

De los cuadros anteriores y haciendo igual las energías entrantes a las salientes se tiene:

$$(F \cdot PCI_h) + (W_{ai} \cdot C_{p_{ai}} \cdot t_{ai}) + (W_a \cdot h_a) = (W_v \cdot h_v) + (W_g \cdot C_{p_g} \cdot t_g) + (W_p \cdot h_p) + P$$

Como: $W_p = W_a - W_v$, reorganizando se tiene:

$$F \cdot PCI_h = W_v (h_v - h_p) + W_a (h_p - h_a) + W_g \cdot C_{p_g} \cdot t_g - W_{ai} \cdot C_{p_{ai}} \cdot T_{ai} + P$$

Como en la mayoría de las calderas las purgas son muy pequeñas, la ecuación anterior se puede simplificar por el término siguiente.

$$W_a = W_v$$

Asimismo, recordemos que el caudal de los gases de combustión está formado fundamentalmente por el aire aportado para la combustión, entonces:

$$W_{ai} = W_g$$

Quedando:

$$F \cdot PCI_h = W_v (h_v - h_a) + W_g (Cp_g \cdot t_g - Cp_{ai} \cdot t_{ai}) - P$$

Debido a que los gases de combustión están compuestos por gases triatómicos (CO_2 y H_2O), su calor específico es superior al del aire, que está formado por gases diatómicos (O_2 , N_2). La diferencia no llega a ser mayor que un 10%, por lo cual, como una aproximación, puede suponerse que:

$$Cp_{ai} = Cp_g$$

Con lo cual la ecuación anterior resulta:

$$F \cdot PCI_h = W (h_v - h_a) + W_g \cdot Cp_g (t_g - t_{ai}) + P$$

Sin embargo, si se requiere un cálculo más preciso, se puede determinar el calor específico de los gases Cp_g de la siguiente ecuación:

$$Cp_g = \sum_i Cp_i \cdot Y_i$$

Donde:

$$\begin{aligned} Cp_i &= \text{Calor específico del componente } i \text{ en los gases} \\ Y_i &= \text{Fracción volumétrica del componente } i \text{ en los gases} \end{aligned}$$

1.3.1 CALCULO DE RENDIMIENTO

Dicho cálculo es el resultado de dividir la cantidad de calor asociada al vapor por la liberada en la combustión del combustible. Esta definición no toma en cuenta los calores sensibles aportados por el combustible y el aire comburente, al ser éstos mucho menores y por lo tanto despreciables frente al resto.

Su cálculo se puede realizar por cualquiera de los métodos siguientes.

Método Directo

Se mide la cantidad total de vapor producido, su temperatura y presión, así como la cantidad de combustible consumido. Conocido el $(PCI)_h$ de dicho combustible, determinar el calor Q que suministra. Lógicamente, este rendimiento está medido con respecto al $(PCI)_h$

A partir de estos datos, medidos unos : tabulados otros, se obtiene el rendimiento por medio de las fórmulas siguientes:

$$\begin{aligned} Q &= F \cdot (PCI)_h \\ E &= W_v \cdot (h_v - h_a) \cdot 100/Q \end{aligned}$$

Donde:

$$E = \text{Rendimiento, \%}$$

Método Indirecto o de Pérdidas Separadas

Se evalúan las siguientes pérdidas:

1 Pérdidas por calor sensible en los gases de combustión

$$P_1 = G_{FH} \cdot C_{pg}(t_g - t_{ai}) 100/PCI_h$$

Donde:

$$\begin{aligned} P_1 &= \text{Pérdidas por calor sensible en los gases (\%)} \\ G_{FH} &= \text{Caudal de gases totales (kg gases/kg comb)} \\ C_{pg} &= \text{Calor específico medio de los gases (kcal/kg.}^\circ\text{C)} \\ &C_g = M + N \text{ (M y N son coeficientes variables con la} \\ &\text{temperatura)} \\ t_g &= \text{Temperatura de los gases a la salida (}^\circ\text{C)} \\ t_{ai} &= \text{Temperatura del aire a la entrada (}^\circ\text{C)} \\ (PCI)_h &= \text{Poder calorífico inferior húmedo del combustible (kcal/kg)} \end{aligned}$$

2 Pérdidas por inquemados.

Una expresión semiempírica que funciona bastante bien para los combustibles líquidos y gaseosos industriales es la siguiente

$$P_2 = \left(\frac{21}{21 - [O_2]} \right) \left(\frac{[CO]}{3100} + \frac{[CH]}{10000} + \frac{OP}{65} \right)$$

Donde

P_2	=	Pérdida por inquemados, % sobre el $(PCI)_h$
$[O_2]$	=	Contenido de O_2 en los gases, %
$[CO]$	=	Concentración de CO en los gases, ppm
$[CH]$	=	Concentración de CH en los gases, ppm
OP	=	Opacidad de los gases, %

3 Pérdidas por radiación y otros

Se calcula en tanto por ciento sobre el $(PCI)_h$ para diferentes capacidades de vaporización. Los valores aproximados que se muestran en la Fig. 1.28 son útiles cuando la caldera funciona a su capacidad máxima de vaporización.

Si la caldera funciona a cargas parciales, estas pérdidas son casi inversamente proporcionales al valor porcentual de la carga.

4 Pérdidas totales.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 (\%)$$

El rendimiento de la caldera, en tanto por ciento, se calcula aplicando la ecuación siguiente:

$$E = 100 - P$$

Cálculo del Consumo Puntual de Combustible

El consumo puntual de combustible viene dado por

$$F = \frac{W_v \cdot (h_v - h_3) \cdot 100}{E \cdot PCI_h}$$

1.3.2 PRODUCCIONES DE VAPOR POR UNIDAD DE COMBUSTIBLE

Este concepto, muy utilizado en la industria, es función de gran cantidad de variables, tales como tipo de combustible, presión y temperatura del vapor, temperatura del agua de alimentación a la caldera y todo tipo de rendimiento que afectan a esta transformación. Por tanto, a continuación se da la expresión correspondiente a un caso general.

$$IE_v = \frac{E \cdot PCI_h}{100(h_v - h_3)}$$

Donde

IE_v = Producción de vapor por unidad de combustible
(índice energético), kg vapor/kg combustible

1.7.2 ASPECTOS ENERGETICOS DE LA COMBUSTION

Composiciones Seca y Húmeda de Combustibles

Definiciones

Para cualquier clase de combustible se denomina composición húmeda a la fracción de combustible que existe de cada uno de sus componentes, incluyendo la humedad como un componente más. Se denomina composición seca a la fracción del combustible seco que existe de cada uno de sus componentes, es decir una vez eliminada la humedad.

Combustibles Sólidos y Líquidos

Sea un combustible de composición húmeda:

Carbón	:	C kg/kg comb
Hidrógeno	:	H kg/kg comb
Azufre	:	S kg/kg comb
Nitrógeno	:	N kg/kg comb
Oxígeno	:	O kg/kg comb
Humedad	:	M kg/kg comb
Cenizas	:	A kg/kg comb

$$C + H + S + N + O + M + A = 1$$

Su composición seca será:

Carbón	:	C' kg/kg comb seco
Hidrógeno	:	H' kg/kg comb seco
Azufre	:	S' kg/kg comb seco
Nitrógeno	:	N' kg/kg comb seco
Oxígeno	:	O' kg/kg comb seco
Cenizas	:	A' kg/kg comb seco

$$C' + H' + S' + N' + O' + A' = 1$$

Las relaciones entre las dos composiciones son:

$$\begin{aligned} C &= C' (1 - M) \\ H &= H' (1 - M) \\ S &= S' (1 - M) \\ N &= N' (1 - M) \\ O &= O' (1 - M) \\ A &= A' (1 - M) \end{aligned}$$

Combustibles Gaseosos

Sea un combustible gaseoso de composición húmeda:

Hidrógeno	:	$H_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb}$
Monóxido de carbono	:	$CO \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb}$
Sulfuro de hidrógeno	:	$SH_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb}$
Diversos hidrocarburos	:	$\Sigma C_m H_n \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb}$
Nitrógeno	:	$N_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb}$
Bióxido de carbono	:	$CO_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb}$
Oxígeno	:	$O_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb}$
Agua	:	$H_2O \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb}$

$$H_2 + CO + SH_2 + N_2 + CO_2 + O_2 + H_2O + \Sigma C_m H_n = 1$$

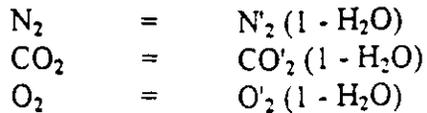
Su composición seca será:

Hidrógeno	:	$H'_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb seco}$
Monóxido de carbono	:	$CO' \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb seco}$
Sulfuro de hidrógeno	:	$SH'_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb seco}$
Diversos hidrocarburos	:	$\Sigma C_m H'_n \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb seco}$
Nitrógeno	:	$N'_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb seco}$
Bióxido de carbono	:	$CO'_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb seco}$
Oxígeno	:	$O'_2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ comb seco}$

$$H'_2 + CO' + SH'_2 + \Sigma C_m H'_n + N'_2 + CO'_2 + O'_2 = 1$$

Las relaciones entre las dos composiciones son:

$$\begin{aligned} H_2 &= H'_2 (1 - H_2O) \\ CO &= CO' (1 - H_2O) \\ SH_2 &= SH'_2 (1 - H_2O) \\ \Sigma C_m H_n &= \Sigma C_m H'_n (1 - H_2O) \end{aligned}$$



Poderes Caloríficos de Combustibles

Definiciones

El poder calorífico superior seco (PCS)_s: Es la cantidad de calor que se desprende en la combustión completa de la unidad de combustible seco, quedando finalmente el agua formada en la combustión en forma líquida a 0°C y a 1 atm (kcal/unidad comb seco)

Poder calorífico superior húmedo (PCS)_h: Es la cantidad de calor que se desprende en la combustión completa de la unidad de combustible quedando finalmente el agua formada en la combustión en forma líquida a 0°C y a 1 atm (kcal/unidad comb)

Poder calorífico inferior seco (PCI)_s: Es la cantidad de calor que se desprende en la combustión completa de la unidad de combustible seco, quedando finalmente el agua en forma de vapor (kcal/unidad comb seco)

Poder calorífico inferior húmedo (PCI)_h: Es la cantidad de calor que se desprende en la combustión completa de la unidad de combustible, quedando finalmente el agua en la combustión en forma de vapor (kcal/unidad comb).

La diferencia entre el poder calorífico superior y el inferior radica en la entalpía de vaporización del agua

En el Sistema Internacional (S.I.), los poderes caloríficos se expresan en kJ por unidad de combustible (1 kJ = 4 186 kcal).

Combustibles Sólidos y Líquidos

Se pueden aplicar las siguientes fórmulas aproximadas:

$$(PCS)_s = 8,100 C' + 34,200 (H' - O'/8) + 2,500 S' \text{ kcal/kg comb seco}$$

$$(PCS)_h = 8,100 C + 34,200 (H - O/8) + 2,500S \text{ kcal/kg comb}$$

$$(PCS)_h = (PCS)_s (1 - M)$$

$$(PCI)_s = 8,100C' + 34,200 (H'-O'/8) + 2,500S' - 5,400 H' \text{ kcal/kg comb seco}$$

$$(PCI)_h = 8,100C + 34,200(H-O/8) + 2,500S - 600M - 5,400H \text{ kcal/kg de comb}$$

$$(PCI)_h = (PCI)_s (1 - M) - 600M \text{ kcal/kg comb}$$

Combustibles Gaseosos

Se pueden aplicar las siguientes fórmulas aproximadas:

$$(PCS)_s = 3,050H'_2 + 3,020CO' + 6,070SH'_2 + 9,500CH'_4 + 16,810C_2H'_6 + 24,300C_3H'_8 + 31,610C_4H'_{10} + 37,780C_5H'_{12} + 15,140C_2H'_4 + 14,060C_2H'_2 + 35,190C_6H'_6 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ comb seco}$$

$$(PCS)_h = (PCS)_s (1 - H_2O) + 482 H_2O \text{ kcal/Nm}^3 \text{ comb}$$

$$(PCI)_s = 2,570H'_2 + 3,020CO' + 5,590SH'_2 + 8,535CH'_4 + 15,365C_2H'_6 + 22,370C_3H'_8 + 29,200C_4H'_{10} + 34,890C_5H'_{12} + 14,176C_2H'_4 + 13,580C_2H'_2 + 33,740C_6H'_6 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ comb seco}$$

$$(PCI)_h = (PCI)_s (1 - H_2O) \text{ kcal/Nm}^3 \text{ comb}$$

Si $Q_{is} = 0$ y $Q_{CH} = 0$ (caso aproximado de combustión de gases):

Pérdidas por Calor Sensible de los Gases

Los gases de combustión poseen un cierto contenido energético, el cual es fundamental cuantificar, para posteriormente llevar a cabo las medidas pertinentes para evitar tal situación o aprovechar la energía existente en ellos.

Las pérdidas por calor sensible de los gases de combustión, se pueden expresar, referidas a los gases de salida, o bien al combustible de alimentación:

- Pérdidas referidas a los gases

$$\text{Pérdidas} = W_g \times C_{p_g} \times (t_g - t_{ai}),$$
- Pérdidas referidas al combustible.

$$P_1 = G_{FH} \times C_{p_g} \times (t_g - t_{ai})$$

Donde:

- P_1 : Pérdidas por calor sensible en los gases (kcal/kg comb)
- G_{FH} : Flujo de gases totales (kg gases/kg comb)
- C_{p_g} : Calor específico medio de los gases (kcal/kg gases^oC)
- t_g : Temperatura de los gases a la salida (°C)
- t_{ai} : Temperatura del aire a la entrada (°C)

La expresión anterior se puede transformar en:

$$P_1 = \frac{G_{FH} \times C_{p_g} \times (t_g - t_{ai})}{PCI_h} \times 100 [=] \% \text{ sobre la energía suministrada}$$

Para el cálculo de la pérdida P_1 , de los combustibles sólidos o líquidos, se puede utilizar la expresión anteriormente indicada o bien, aproximadamente la fórmula de Sieggert:

$$P_1 = K \frac{t_g - t_{ai}}{CO_2 + SO_2} [=] \% \text{ sobre la energía suministrada}$$

Donde.

$(CO_2 + SO_2)$: Suma de las concentraciones de CO_2 y SO_2 en los humos secos (%).

El valor de K para aplicar en esta expresión viene dado por la siguiente tabla aproximada:

Hulla	K	=	0 63
Antracita	K	=	0 68
Diesel	K	=	0 59
Combustóleo	K	=	0 56

Pérdidas por Inquemados

Las pérdidas por inquemados se pueden calcular aproximadamente por la siguiente expresión:

$$P_2 [=] \frac{21}{21-(O_2)} \times \left(\frac{CO}{3,100} + \frac{CH}{1,000} + \frac{OP}{65} \right)$$

Donde:

P_2	: Pérdidas por inquemados (% sobre la energía suministrada)
O_2	: % de O_2 en los gases
CO	: ppm de CO en los gases
CH	: ppm de CH en los gases (hidrocarburos)
OP	: opacidad de los gases (%)

Pérdidas por Radiación y Otras

Estas pérdidas hay que calcularlas en tanto por ciento sobre la energía suministrada, para diferentes capacidades de vaporización. A continuación se da una tabla aproximada, útil para cuando la caldera funciona a su capacidad máxima de vaporización (Fig. 1.28).

FIG. 1.28: PERDIDAS POR RADIACION EN FUNCION DE LA CAPACIDAD MAXIMA DE VAPORIZACION

Vaporización máxima (t/h)	10	50	100
P_3 (% de pérdidas)	2.2	1.75	1.5

Cuando la caldera funciona a cargas parciales las pérdidas por radiación y otros (en %) son, de forma aproximada, inversamente proporcionales al porcentaje de carga.

A. *Rendimiento de la Combustión*

La curva de rendimiento de la combustión y, por tanto, del rendimiento de una caldera, presenta en cada momento un punto máximo A (ver Fig. 1.35) que corresponde a un determinado exceso de aire. Si en estas condiciones este exceso de aire se redujera, el rendimiento se haría menor debido a que aumentan los inquemados. Si el exceso de aire aumentara, se complementarían las reacciones de oxidación, pero se malgastaría energía en calentar el aire en exceso que se introduce.

La curva de CO en función del exceso de aire presenta un codo que coincide con la zona de máximo rendimiento. Si el exceso de aire se reduce, aumenta rápidamente el contenido de CO, debido a que la combustión se efectúa en menor grado. Si el exceso de aire aumenta, el CO se reduce, pero muy lentamente.

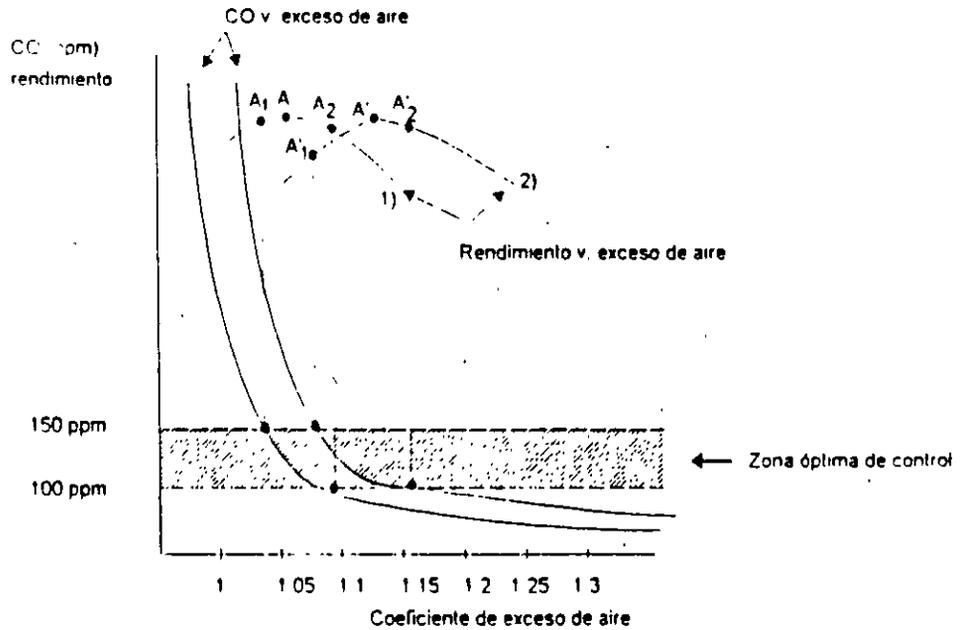
La situación del punto de mejor rendimiento y del codo de la curva de CO, varía de acuerdo a:

- El estado de las instalaciones, quemadores, etc.
- Las circunstancias de cada momento como son:
 - Variaciones climatológicas (temperatura, presión, humedad relativa, viento, etc.)
 - Variaciones de carga de la caldera.
 - Variaciones de composición del combustible.

Por tanto las curvas son dinámicas, desplazándose en función de estas circunstancias tal como se muestra en la Fig. 1.35 (curvas 1 y 2).

En general se obtendrá la zona de mejor rendimiento siempre que se mantenga el CO en la gama de 100 a 150 ppm, con lo cual el rendimiento se moverá entre los puntos A_1 y A_2 o entre los puntos A_1' y A_2' de las curvas 1 y 2, respectivamente

FIG. 1.35: CONTROL AUTOMÁTICO DE LA COMBUSTION MIDIENDO EL CONTENIDO DE MONOXIDO DE CARBONO



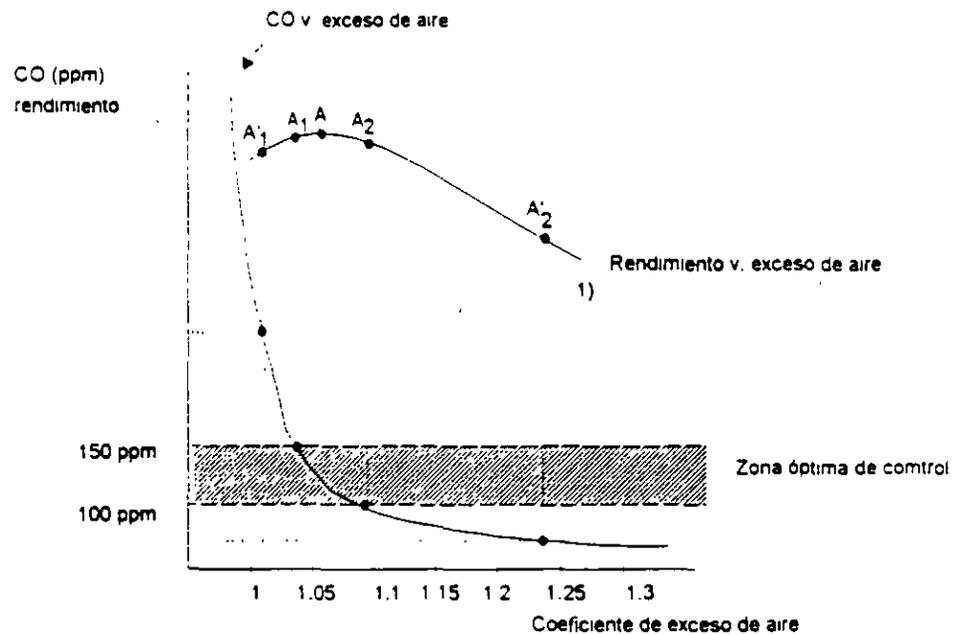
B. Influencia del Control Manual en el Rendimiento

Actualmente se está produciendo un fenómeno curioso en la práctica del control de la combustión. En general los mandos de las fábricas están sensibilizados hacia el ahorro de energía y presionan a los operarios que conducen las calderas para que intenten reducir el exceso de aire en la combustión. Los operarios, al no disponer de medios, efectúan esta reducción (a ojo) moviéndose, por ejemplo, sobre la curva (Fig 1.36) entre los puntos A_1' y A_2' . Con ello se producen dos efectos:

- Los valores del rendimiento (A'_1 y A'_2) en general son muy inferiores a los obtenidos mediante control por CO (A_1 y A_2).
- En muchas ocasiones, al entrar en la zona de bajo exceso de aire para las condiciones relativas de funcionamiento, obtienen un porcentaje alto de inquemados (A'_1)

Estos mismos efectos se producirían en las curvas correspondientes a otras condiciones de trabajo. En términos generales los resultados son en ocasiones, más perjudiciales que beneficiosos.

FIG. 1.36: FUNCIONAMIENTO EN CONTROL MANUAL

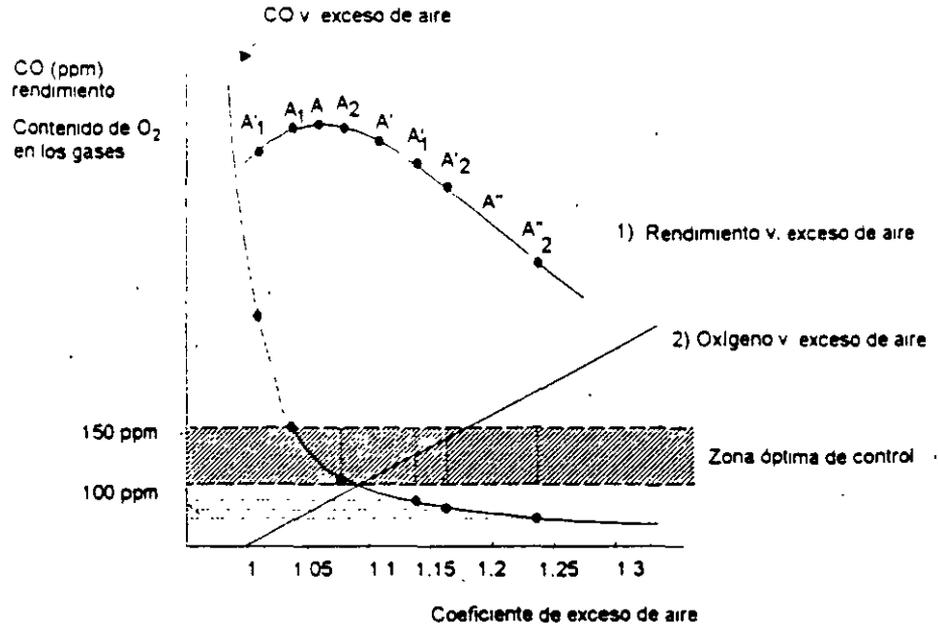


C. Influencia del control por oxígeno en el rendimiento

El contenido medido de oxígeno en los gases debería ser teóricamente una función lineal del exceso de aire (Fig. 1 37, curva 2). Sin embargo, esta relación queda alterada en la práctica por tres circunstancias:

- Los inquemados que se producen
- Las entradas, en el circuito de gases, de aire del exterior
- El error de medición del equipo

FIG. 1.37: FUNCIONAMIENTO TÍPICO CON CONTROL CORREGIDO POR LA MEDIDA DEL CONTENIDO DE OXIGENO EN LOS GASES



EL sistema de control por oxígeno se basa en fijar un valor del oxígeno (punto de consigna) a mantener automáticamente. Pueden darse dos casos (supuesto que la curva de rendimiento es la 1):

- Que se fije un punto de consigna de oxígeno bajo para este sistema de control (punto A'). Con ello el sistema se moverá entre A'₁ y A'₂ produciéndose en ocasiones inquemados altos.
- Que se fije un punto de consigna alto de oxígeno (punto A''). Con ello se garantiza que normalmente no se producirán inquemados, pero siempre se tendrá un exceso de aire alto.

En definitiva, la medición del contenido de oxígeno no permite conocer la forma en que se desarrolla la combustión, porque no tiene en cuenta las circunstancias antes enunciadas

1.8.4 Control Multivariable

Se trata de un sistema de corrección por medida en el cual actúan dos o más parámetros correctores conjuntamente.

Generalmente uno de los parámetros es el CO; e intervienen como parámetros correctores, además de aquel, los hidrocarburos inquemados y la opacidad. Para cada uno de estos parámetros hay que fijar de antemano los valores objetivo. Igualmente deben existir en los lazos de control unos enclavamientos que permitan que en cada momento el parámetro corrector sea aquel que haga más favorable el punto de funcionamiento tras su corrección. En las Figs. 1.38 y 1.39 se indica la influencia de las variaciones de la opacidad y de los hidrocarburos sobre el rendimiento

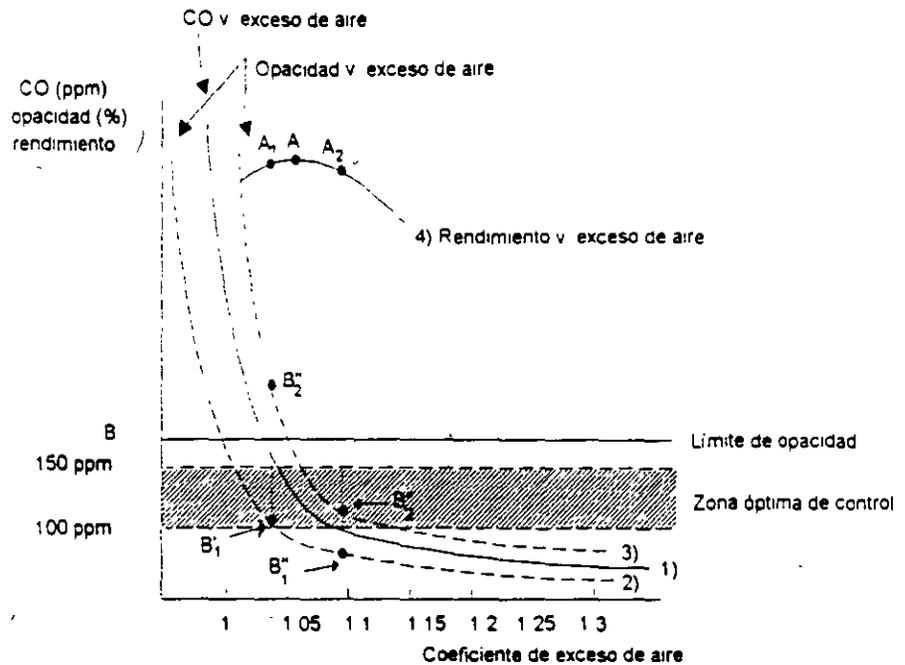
Influencia de la Opacidad

La existencia de partículas inquemadas en los gases produce el oscurecimiento de los mismos, lo cual generalmente se define como humo y se mide en una escala relativa de oscurecimiento llamada escala de opacidad.

La opacidad de los gases tiene una relación directa con el grado de contaminación que los mismos producen y con las pérdidas de combustible. Por esta razón, generalmente se exige controlar esta variable

La opacidad varía con el exceso de aire de acuerdo a una curva similar a la del CO (ver Fig. 1.38). La situación relativa de ambas curvas (opacidad y CO) depende de circunstancias interiores y exteriores.

FIG. 1.38: INFLUENCIA DE LA OPACIDAD EN EL CONTROL DE LA COMBUSTION

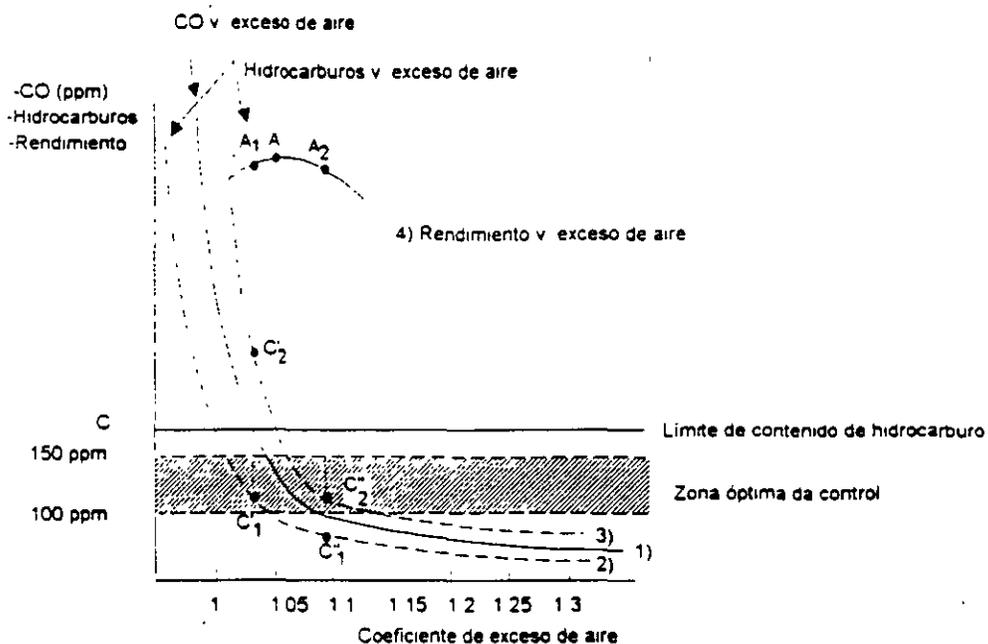


Cuando la opacidad sigue una curva como la 2, estando la caldera en control entre 100 y 150 p p.m. de CO, los valores de la opacidad variarán entre B_1' y B''_1 . Si el límite de opacidad está en B, los valores anteriores son inferiores al límite y por lo tanto aceptables.

Si la curva de la opacidad fuera la 3, los valores de la opacidad variarían desde B''_2 a B'_2 , siendo este último valor superior al límite aceptable.

En estas circunstancias se produce humo, con sus efectos negativos. Por ello es importante que el equipo de control mida también la opacidad y corrija, en base a la misma, la combustión, es decir que en circunstancias como la B'_2 se admita mayor exceso de aire para corregir el valor de la opacidad.

FIG. 1.39: INFLUENCIA DEL CONTENIDO DE HIDROCARBUROS EN LOS GASES, EN EL CONTROL DE LA COMBUSTION



Influencia de los Hidrocarburos

La curva de contenido de hidrocarburos en los gases (Fig. 1.39) es similar a la de CO y opacidad, pudiendo como esta última, estar a un lado u otro de la curva de CO.

Por un análisis similar al de la opacidad obtenemos que el contenido de los hidrocarburos en el punto C_2' no es admisible y por lo tanto, el sistema debe corregir automáticamente esta desviación.

El contenido de hidrocarburos en los gases nos indica también el grado en que se está efectuando la combustión. Ello es particularmente importante cuando el combustible es un gas limpio, que aún en la combustión con defecto de aire no produce prácticamente opacidad. En este caso el contenido de hidrocarburos será el que corrija las desviaciones del control por CO.

1.8.5 Control de la Combustión de Residuos

A medida que la combustión de residuos se incrementa, las filosofías de control van variando paulatinamente, pasando desde la antigua situación en la que se quemaban los residuos para deshacerse de ellos hasta la actual en la que se queman para aprovechar su poder calorífico.

Este cambio ha conducido, hoy en día, a concentrar el esfuerzo en la utilización de diversas técnicas de optimización, de forma que se llegue a sustituir el máximo posible de combustible convencional.

En cuanto a control, el mejor sistema depende de la forma y proporción en las que el combustible convencional y el residuo han de ser utilizados.

1. Combustión Únicamente de Residuos

Este método es el más simple pero no el mejor. Sólo es utilizable cuando no se necesita el combustible convencional para estabilizar la combustión, y cuando la respuesta dinámica de la caldera es suficiente para compensar las variaciones habituales de la carga.

2. Combustión de Acuerdo a una Relación Controlada de Combustible Habitual/Residuos

En este método los dos combustibles deben poder ser quemados simultáneamente en cualquier proporción, y el sistema de control debe permitir que un combustible se ajuste manualmente, mientras que el segundo responda a las variaciones de la carga.

3. Combustión en la que los Residuos son la Base

En este método se complementa con el combustible habitual para seguir las variaciones de la demanda.

4. Combustión en la que el Combustible Habitual es la Base

En este método se complementa con los residuos según las variaciones de la demanda.

Para cada uno de estos cuatro casos, así como para el caso de que haya más de un residuo existen, esquemas de control adaptados o adaptables. Sin embargo, por la simplicidad no se incluyen aquí.

1.9 EJEMPLOS DE MEJORAS EN COMBUSTION

Según lo anterior, se puede mejorar el rendimiento de la combustión al reducir las pérdidas de calor, lo cual puede lograrse al implementar las siguientes acciones:

- Reducir las pérdidas de calor de los humos
- Reducir las pérdidas de calor por inquemados
- Reducir la diferencia de temperatura entre aire y gases

1.9.1. *Control del Exceso de Aire*

Con 2 ejemplos se muestra que, dado los precios de los combustibles en México, en la actualidad el control automático de la combustión por medición de los gases no es rentable en todos los casos. Así, una buena solución en la mayoría de los casos puede ser realizar mediciones con un equipo portátil y proceder a los ajustes necesarios.

Ejemplo 1.1: Control del Exceso de Aire por Control Automático

El análisis de los gases de una "mala combustión" del combustóleo en una caldera de vapor, dio como media los valores siguientes:

- % medio de O₂ : 9%
- ppm de CO : 1,900
- ppm de hidrocarburos : 1,500
- % de opacidad : 40
- Temperatura de los gases : 250°C
- Temperatura ambiente : 20°C

Las pérdidas por inquemados eran:

$$\frac{21}{21-9} \times \left(\frac{1,900}{3,100} + \frac{1,500}{1,000} + \frac{40}{65} \right) = 4.77\%$$

De acuerdo a la Fig. 1.23, las pérdidas en gases eran 14.4%.

Las restantes pérdidas se estimaron en 3%

Se decidió optimizar la caldera mediante la instalación de un control multivariable de la combustión y un economizador. Con ello se tendría:

- % medio de O₂ : 1.5%
- ppm de CO : 150
- ppm de hidrocarburos : 100
- % de opacidad : 5
- Temperatura de los gases : 160°C

Las nuevas pérdidas por inquemados serían:

$$\frac{21}{21-1.5} \times \left(\frac{150}{3,100} + \frac{100}{1,000} + \frac{5}{65} \right) = 0.24\%$$

Las pérdidas por gases pasarían al 5.6%.

Los rendimientos son:

$$\text{Actual} = 100 - 3 - 4.77 - 14.4 = 77.83\%$$

$$\text{Futuro} = 100 - 3 - 0.24 - 5.6 = 91.16\%$$

El ahorro porcentual obtenido fue:

$$100 \times \left(1 - \frac{77.83}{91.16} \right) = 14.6\%$$

La caldera consumía 1,000 t/año de combustóleo. Por tanto, el ahorro anual obtenido fue 146 t/año de combustóleo, que suponen:

$$146 \text{ t/año} \times 220 \text{ N\$/t} = 32,120 \text{ N\$/año}$$

La inversión necesaria fue de N\$ 210,000.

Ejemplo 1.2: Corrección de Holguras en el Equipo de Combustión

En una caldera de vapor, la combustión media del combustóleo respondía a los siguientes valores.

- % medio de O₂ : 9%
- Temperatura de salida de gases : 220°C
- Temperatura ambiente : 20°C

Se revisó el quemador y se observaron numerosas holguras. Se corrigieron éstas y se ajustó la leva de relación aire/combustóleo, obteniéndose como media los valores siguientes:

- % medio de O₂ : 5%
- Temperatura de salida de gases : 210°C

El costo de la reparación fue N\$ 5,000.

De acuerdo a la Fig. 1.23, se tiene:

- Pérdidas iniciales en gases : 12.4%
- Pérdidas finales en gases : 9.1%

Las restantes pérdidas se calcularon en aproximadamente 3%. Por tanto

- Rendimiento inicial = $100 - 3 - 12.4 = 84.6\%$
- Rendimiento final = $100 - 3 - 9.1 = 87.9\%$

El ahorro porcentual obtenido fue:

$$100 \times \left(1 - \frac{84.6}{87.9} \right) = 3.75\%$$

La caldera consumía 2,000 t/año de combustóleo. Por tanto, el ahorro anual obtenido fue 75 t/año de combustóleo, que suponían:

$$75 \times 220 = 16,500 \text{ NS/año}$$

Se estimó que, para obtener este nivel de combustión, sería necesario efectuar dos veces al año las operaciones de ajuste. En consecuencia, el gasto anual será de 10,000 NS/año.

1.9.2 AUMENTO DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE

Una caldera de vapor que consume combustóleo, trabaja de acuerdo a:

Temperatura de gases	230°C
% de O ₂ en los gases	5%
Temperatura del aire comburente	10°C

Se trasladó el ventilador de forma que aspiraba aire de la parte superior de la caldera a 40°C

Según la Fig. 1.23, las pérdidas en gases eran:

Antes de la reforma	: 10.6%
Después de la reforma	: 9.1%

Las restantes pérdidas eran el 3%. Por tanto, los rendimientos fueron:

Antes de la reforma:
 $100 - 3 - 10.6 = 86.4\%$

- Después de la reforma:
 $100 - 3 - 9.1 = 87.9\%$

El consumo era 2,500 t/año de combustóleo. Por tanto, el ahorro anual fue

$$2.500 \left(1 - \frac{86.4}{87.9} \right) = 42.7 \text{ t/año}$$

Que suponen.

$$220 \text{ N\$/t} \times 42.7 \text{ t/año} = 9,394 \text{ N\$/año}$$

La inversión fue N\$ 14,000.00

REFERENCIAS

1. **Manual de Eficiencia Energética en Calderas de Vapor.** *Grupo Eficiencia Industrial.* Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (en preparación).
2. **Manual Selmec de Calderas.** *Selmec Equipos Industriales, S.A. de C.V. 1992.*
3. **Manual de Eficiencia Energética Térmica en la Industria.** CADEM. *Grupo EVE. España 1984.*
4. **Curso para la Formación de Consultores en Diagnósticos Energéticos de Primer Nivel.** *Fondo para el ahorro de Energía.* Comisión Nacional para el Ahorro de Energía. Cuernavaca, Mor., México, 1993.

PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

3.1 REFRACTARIO

Una caldera aislada se verá con muchas pérdidas de calor si el material refractario no es el adecuado.

Un material refractario que soporte las condiciones de operación del equipo como son choque térmico, compresión, erosión, ataques químicos etc., no será el más idóneo sino es capaz de retener al calor. Una breve descripción de estos materiales se muestra a continuación. Además, se incluye la presentación de un equivalente funcional como son las paredes de agua.

3.1.1 LADRILLO REFRACTARIO

Cada fabricante tiene sus propios ladrillos refractarios, los cuales pueden ser cerámicos o fabricados en base a cementos plásticos.

Las características termotécnicas importantes de estos materiales refractarios son:

1. Conductividad térmica a diversas temperaturas.
2. Calor específico; el cual condiciona la cantidad de calor almacenado en el propio material.

3. Densidad.
4. Difusividad térmica.
5. Emisividad que regula la cantidad de calor radiada o absorbida por las paredes, techo y suelo.

Por lo que respecta a la conductividad térmica, en la Fig. 3.1 se pueden ver las conductividades térmicas de diferentes materiales refractarios para altas temperaturas, desde 300 hasta 1,100°C, al igual que otros datos tales como la porosidad.

FIG. 3.1: CONDUCTIVIDAD TERMICA DE MATERIALES REFRACTARIOS

Características	Ladrillo Refractario			Ladrillo de Alúmina	Ladrillos de Sílice		Ladrillos de Zirconio			Ladrillo de Magnesita	Ladrillos de Carburo de Sílice		
				81% Al ₂ O ₃	96% SiO ₂	93% SiO ₂	95% ZrO ₂	65% ZrO ₂	30% ZrO ₂		90% SiC	77% SiC	50% SiC
Temperatura max.(°C)	1,300	1,410	1,460	1,450	1,460	1,460	-	-	1,450	-	1,435	1,310	1,310
Porosidad (%)	30	26,8	26,5	25,1	24,0	28,1	30	32,5	18,9	-	25,6	21,6	22,9
Conductividad K (kcal-m-h-m ² -°C)													
a 300 °C	0,76	0,90	1,03	2,02	1,16	1,01	-	-	2,61	-	-	11,16	4,09
500 °C	0,84	0,96	1,10	1,90	1,25	1,19	0,74	1,51	2,15	3,08	13,40	9,92	3,96
700 °C	0,90	1,00	1,15	1,83	1,34	1,21	0,75	1,36	1,92	2,55	11,16	8,80	3,72
900 °C	0,93	1,03	1,17	1,80	1,44	1,29	0,76	1,26	1,76	2,16	9,55	7,81	3,53
1.100 °C	0,94	1,04	1,18	1,79	1,52	1,37	0,77	1,19	1,64	1,83	8,55	6,82	3,35

Al mismo tiempo, los ladrillos refractarios deben reunir una serie de propiedades mecánicas que garanticen su resistencia en el transporte, y a la abrasión en aquellos casos donde se realice una combustión con aire que contenga muchas partículas.

Por otro lado, los ladrillos refractarios deben cumplir algunas especificaciones físico-químicas relativas a la solubilidad en los gases de combustión o, en el caso de hogares donde se quema carbón, en la pasta formada por la escoria y el carbón fundido.

El aislamiento del hogar debe completarse con una segunda capa de material aislante. Según sean las características termotécnicas de esta segunda capa, viene condicionado el espesor de la capa de ladrillo refractario. Como consecuencia, conviene elegir una combinación adecuada de ladrillo refractario y aislante, de tal forma que el espesor total de la pared del hogar

sea el adecuado para que en él no se almacene una cantidad muy alta de calor, el cual se perdería en las paradas y arranques, así como en las variaciones de la carga que tuvieran como consecuencia variaciones en la temperatura del hogar.

3.1.2 TAMAÑO DE LOS LADRILLOS

Ciertas fábricas usan ladrillos comunes de 220 x 110 x 60 mm. Otras prefieren ladrillos de 300 x 150 x 75 mm. Los ladrillos más grandes tienen diversas ventajas

- a) Se colocan más fácil y rápidamente
- b) Por lo tanto necesitan menos mano de obra
- c) Consumen menos mezcla porque tienen una menor área en las juntas para el mismo volumen
- d) Cuestan un poco menos por unidad de volumen

Por otro lado tienen un inconveniente: como sus dimensiones son mayores, son menos elásticos y es más difícil dar a las paredes las dimensiones previstas. Es necesario tomar un múltiplo de su largo y/o de su ancho

3.1.3 RESISTENCIA AL FUEGO

A la fecha es posible obtener temperaturas de 1,350°C en hornos comunes de aire frío, y de 1,450°C en hornos provistos de precalentadores de aire

Para ambos casos deben elegirse:

- a) En el primero: ladrillos que contienen por lo menos, del 20 al 22% de óxido de aluminio.
- b) En el segundo, ladrillos que contienen por lo menos, del 30 al 33% de óxido de aluminio.

3.1.4 *JUNTAS DE EXPANSION*

En todos los muros de ladrillo del horno y de la caldera, deben construirse juntas de expansión de 5 mm cada 600 mm. Estas juntas no se construirán en las paredes de la herradura de un horno de este tipo.

En los arcos, los ladrillos se colocarían en hileras yuxtapuestas. De esta manera, el arco es realmente una serie de pequeños arcos independientes de la misma longitud de un arco de una sola hilera. En esta forma se evitan medios ladrillos. Debe colocarse entre ellos una junta de expansión de 5 mm, cada tres arcos.

3.1.5 *SECADO DE LOS MUROS*

Cuando se termina la construcción de los hornos o ductos, deben secarse cuidadosamente, encendiendo un fuego pequeño que se aumentará progresivamente, durante por lo menos tres días.

3.1.6 *PAREDES DE AGUA*

En calderas grandes no es posible construir el hogar solamente con ladrillo por las siguientes razones:

1. Debido a la altura, el esfuerzo de compresión creado por el peso de los ladrillos sería mayor que la resistencia mecánica.
2. Debido a los diferentes tipos de combustible que pueden utilizarse, las temperaturas que se alcanzarían en el hogar serían demasiado elevadas.
3. En calderas grandes de carbón pulverizado se depositarían cenizas y escorias en los ladrillos.
4. Es más económico aprovechar la superficie del hogar como superficie de calefacción en la caldera.

- 5: La dilatación de la estructura y de la caldera originaría problemas en la construcción de la obra de ladrillo.

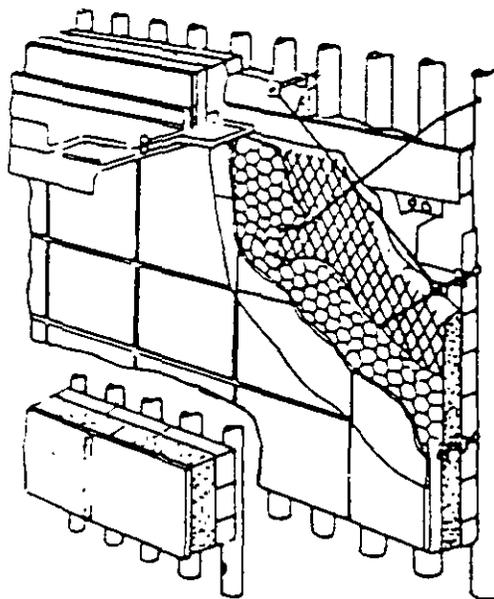
Como consecuencia de lo anterior se utilizan paredes de agua en los hogares, las cuales pueden ser de muy diversos tipos:

- a) Paredes de tubos y ladrillos. En la Fig. 3.2 se puede ver un esquema de la disposición de los tubos, de los ladrillos refractarios y de las capas de aislante. En el esquema, los tubos se encuentran distanciados, pudiendo variar esta distancia de unas calderas a otras.
- b) Paredes de tubos tangentes y ladrillos. Responden al mismo esquema anterior pero con los tubos prácticamente juntos entre sí. En la Fig. 3.3 se plantean estas paredes en dos casos diferentes: con carcasa exterior metálica (parte b) o sin carcasa exterior metálica (parte a).
- c) Paredes de tubos con membrana metálica. En este tipo de pared de agua los tubos llevan aletas longitudinales, formando una membrana metálica aplicada a lo largo de toda su longitud y constituyendo, por lo tanto, una pared totalmente metálica. En la Fig. 3.4 está ilustrado este caso.

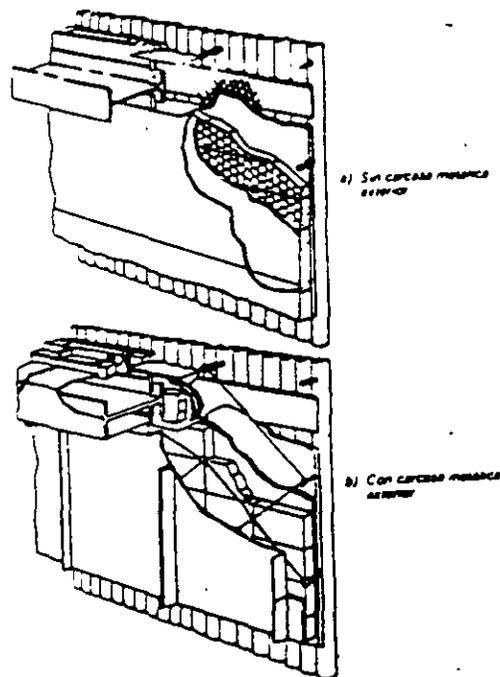
La utilización de los diferentes tipos de pared de agua está condicionada por diversos factores, tales como carga de la caldera, tipo de combustible, tamaños del hogar, y otros muchos que la práctica aconseja. Por otro lado, los aislantes y los refractarios que han de ser utilizados será en función de cómo se encuentren situados los tubos y de la utilización o no de una carcasa metálica exterior.

Por último, y a fin de ilustrar la variación de temperatura en una pared de agua, se incluye como ejemplo una pared de tubos y ladrillos. (ver Fig. 3.5).

**FIG. 3.2: PARED DE AGUA DEL HORNO DE UNA CALDERA
CONSTRUIDA DE TUBOS Y LADRILLOS**



**FIG. 3.3: PARED DE AGUA DEL HOGAR DE UNA CALDERA
CONSTRUIDA DE TUBOS Y LADRILLOS**



PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

FIG. 3.4: PARED DE AGUA DEL HOGAR DE UNA CALDERA CONSTRUIDA DE TUBOS CON MEMBRANA METALICA

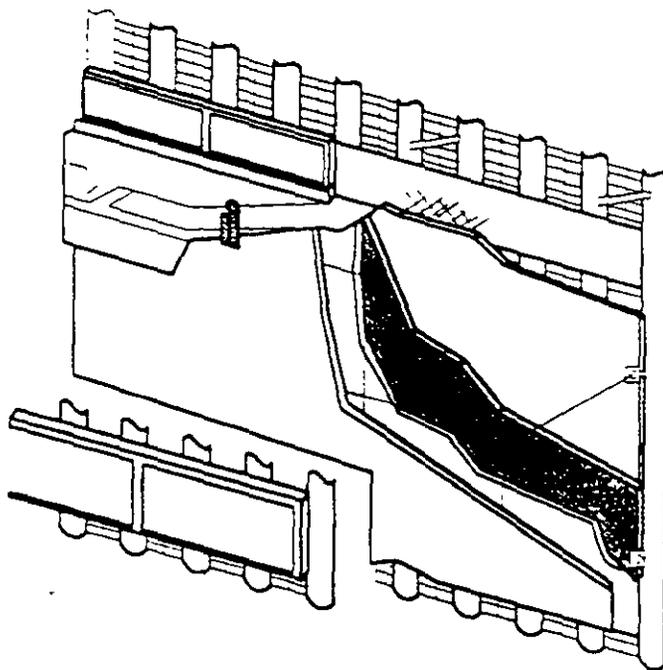
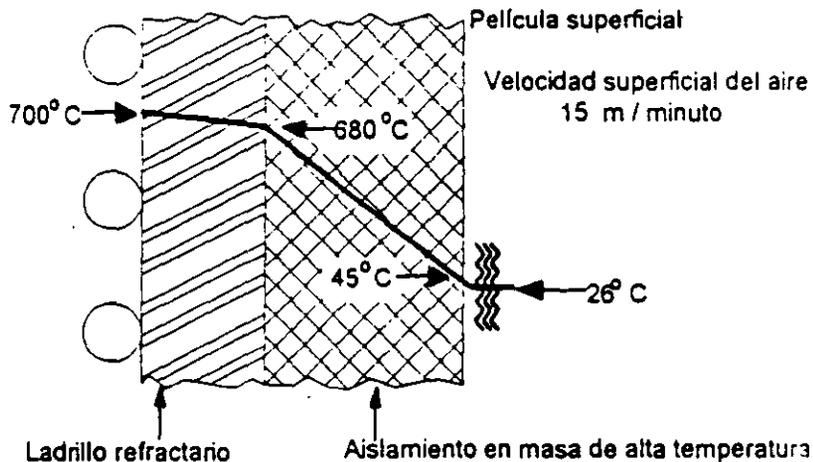


FIG. 3.5: LEY DE VARIACION DE LA TEMPERATURA EN UNA PARED DE AGUA DE TUBOS Y LADRILLOS CON AISLAMIENTO DE ALTA TEMPERATURA



PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

3.2 TIRO

Para mantener la temperatura a la marcha de la combustión, se requiere pasar por el horno y sobre el combustible, la cantidad de aire necesaria. Como el trayecto del aire es complejo y existen diversas resistencias a su paso. (a través del colchón de combustible y entre los tubos de la caldera, diversos cambios de dirección, etc.) y dado que es necesario dar a los gases una velocidad relativamente alta, el mantener esta corriente de gas exige cierto gasto de energía que normalmente se da en la forma de presión

Esta presión motriz, puede obtenerse de dos fuentes:

- a) De la energía térmica producida por la combustión, es decir, tiro natural
- b) De una fuente externa, ventilador u otro medio, es decir tiro forzado

3.2.1 TIRO NATURAL

En el tiro natural la succión se crea evacuando los gases de la combustión por la chimenea. Siendo estos gases calientes, el peso de la columna gaseosa así formada es menor que el peso de la misma altura de aire ambiente. La masa de gases contenida en la chimenea tiende entonces a subir, empujada por el aire ambiente que la reemplaza progresivamente y que a su vez calienta al atravesar el horno.

La obtención de un buen tiro natural, es más difícil que la de un tiro forzado. Necesita el conocimiento de las relaciones que existen entre los siguientes elementos:

- | | |
|--|-------|
| 1. Velocidad de los gases en los ductos | V_c |
| 2. Tiro a la salida de los ductos | d |
| 3. Velocidad de los gases que deja la chimenea | V_s |
| 4. Sección transversal de la chimenea | S_s |
| 5. Altura de la chimenea | H |

Velocidad de los Gases en los Ductos

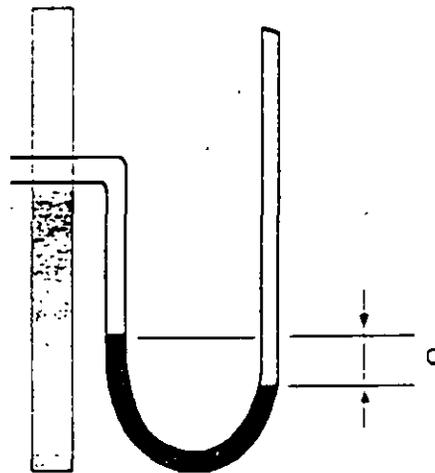
Esta velocidad no debe pasar de 5m/seg. en el caso del tiro natural. Puede tomarse:

$$V_s = 4 \text{ a } 5 \text{ m/seg} \quad (3.1)$$

Tiro a la Salida de los Ductos

El tiro a la succión es la diferencia entre la presión exterior y la presión en el interior del ducto. Se mide fácilmente en una instalación existente, con la ayuda de un pequeño tubo en U que contenga agua (Fig 3.6) y se expresa en mm de agua.

FIG. 3.6: MEDIDA DEL TIRO



Velocidad de los Gases que Dejan la Chimenea

La velocidad de los gases que dejan la chimenea, corresponde a la energía perdida. Desde el punto de vista de la economía en la instalación (altura mínima de la chimenea por construirse, por ejemplo) es conveniente que la velocidad V sea lo más baja posible.

Sin embargo, debe ser suficiente para evitar que la componente vertical de los vientos dominantes pueda perturbar el funcionamiento de la chimenea. En los países tropicales es ventajoso tener por lo menos 4 m/seg y aun 5 m/seg. No es necesario excederse de esta última cifra, porque se producirá una chimenea innecesariamente alta y costosa. V debe elegirse entonces de tal manera, que:

$$4 < V \leq 5 \text{ m/seg,}$$

de acuerdo con la importancia de los vientos dominantes.

La velocidad teórica de los gases se calcula con la ecuación siguiente;

$$V = \sqrt{2gHC \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_{ge}} \right)} \quad (3.2)$$

Donde:

V	=	Velocidad teórica de los gases m/seg
g	=	9.81 m/seg ²
H	=	Altura de la chimenea, m
T _{ge}	=	Temperatura absoluta de los gases a la entrada de a chimenea, °K
T _a	=	Temperatura absoluta del aire exterior, °K

Para chimeneas de ladrillo, piedra o concreto, la velocidad real de los gases oscila entre 30 y 50% de la teórica, a causa de la rugosidad en la superficie interior.

Sección Transversal de la Chimenea

La elección de la velocidad de los gases de la chimenea, incluye la determinación de la sección transversal en la parte superior. Se sabe que el flujo de gases debe ser:

$$Q = W_c \times U_{ge} \times D_g \quad (3.3)$$

Donde:

- Q = Flujo de gases que deben pasar por la chimenea
 m^3/seg
 W_c = Consumo de combustible, kg/h
 U_{gc} = Razón de gases producidos, kg gases/kg
 combustible
 D_g = Densidad de los gases, kg/m^3 ,

y el área de la sección transversal de la chimenea está dada por:

$$A = Q/KV \quad (3.4)$$

Donde:

- A = Área de la sección transversal, en la base de la
 chimenea, m^2
 K = Coeficiente de velocidad, de 0.3 a 0.5

Altura de la Chimenea

La altura de la chimenea puede determinarse de acuerdo con la segunda fórmula de Tripiet:

$$H = \frac{dD}{464 p_a \left(\frac{1}{T_a} - \frac{b}{T_{gc}} \right)} \quad (3.5)$$

Donde:

- d = Tiro en la base de la chimenea, en mm de agua,
 dado para el caso del tiro natural
 D = densidad del fluido en el aparato medidor de tiro,
 kg/m^3
 p_a = Presión barométrica, en mm de agua (760 mm de
 $\text{Hg} = 10,336 \text{ mm}$ de agua)

- b = Coeficiente numérico que toma en cuenta el enfriamiento de los gases mientras pasan a través de la chimenea y que tiene el valor siguiente:
- 1.05 Para chimenea de ladrillo
 - 1.08 Para chimenea de concreto reforzado
 - 1.12 Para chimenea de lámina

Ventajas y Desventajas del Tiro Natural

El tiro natural presenta las siguientes ventajas:

- (a) Una larga vida: las chimeneas duran 100 años
- (b) Seguridad: no existe ningún riesgo por la ruptura de un ventilador
- (c) Economía en la operación: no se necesita ningún motor, no se consume potencia

Sin embargo, presenta algunas desventajas:

- (a) Necesita una buena cimentación, por el peso de la chimenea
- (b) Ocupa un espacio considerable, por las dimensiones de la base de la chimenea
- (c) Puede producir sólo un tiro limitado, a menos que se dé una altura excesiva
- (d) No tiene ninguna flexibilidad cuando ocurren cargas inesperadas.

3.2.2 TIRO MECANICO

Existen 3 sistemas principales de tiro mecánico:

1. Tiro forzado
2. Tiro inducido
3. Tiro inducido por "inyección"

Tiro Forzado. En este tiro el aire se sopla abajo de la parrilla cerrando el depósito de cenizas.

Este sistema tiene la ventaja de permitir la introducción de aire a presión atmosférica en la cámara de combustión, y consecuentemente evita la entrada de aire por cualquier intersticio, a pesar de que existan grietas o fugas en la albañilería de la caldera.

Se emplea principalmente cuando se instala un calentador de aire.

Tiro Inducido. Este es el sistema más común. En lugar de colocar el ventilador en la parrilla, se coloca en el extremo de los ductos y en la base de la chimenea.

Tiro de Inyección. Esta es otra forma del tiro inducido. La succión se produce no con un ventilador, sino con una boquilla de vapor que descarga en la chimenea y produce en los gases el efecto de Giffard. Puede emplearse también un ventilador fuera de circuito y producir el efecto de Giffard, tomando del ducto una fracción de los gases y retornándolos por medio de una boquilla similar a la utilizada con el vapor

Ventajas y Desventajas

El tiro mecánico necesita de un ventilador, por lo tanto, existen posibilidades de accidentes y es necesario parar para revisar y mantener el ventilador; sin embargo, se emplea cada vez más por las siguientes razones:

- (a) El costo inicial de instalación es muy bajo
- (b) Necesita menos espacio
- (c) Y sobre todo, es flexible; con un motor de velocidad variable el tiro puede regularse inmediatamente

Es posible también instalar en el motor un regulador automático de tiro, que asegure una marcha flexible y regular a la fábrica y permita proporcionar en todo momento el vapor suficiente para las necesidades de la misma.

3.2.3 VENTILADORES

En un principio se empleaban grandes ventiladores de baja velocidad. En la práctica moderna se prefieren ventiladores de alta velocidad que son más

pequeños y por lo tanto más económicos en su instalación y en el espacio que necesitan.

Potencia Necesaria

Si un ventilador tiene que proporcionar un volumen dado de gas y mantener al mismo tiempo un tiro determinado, la potencia que empleará tendrá por valor:

$$T = V d \quad (3.6)$$

Donde.

$$\begin{aligned} T &= \text{Potencia neta que debe proporcionarse en} \\ &\quad \text{kgm/seg} \\ V &= \text{Flujo de gas que debe manejarse, en m}^3/\text{seg} \\ d &= \text{Tiro producido en mm de agua (= kg/m}^2\text{)} \end{aligned}$$

La potencia necesaria en la flecha del ventilador será entonces

$$T = \frac{V \cdot d}{p} \quad (3.7)$$

Donde:

$$p = \text{Rendimiento del ventilador}$$

Este rendimiento es muy bajo y varía sustancialmente con la potencia al ventilador. Pueden emplearse las cifras de la tabla siguiente:

RENDIMIENTO DE LOS VENTILADORES

Ventiladores pequeños	0.20 - 0.50, promedio 0.30
Ventiladores grandes	0.40 - 0.70, promedio 0.50

No olvidarse que la potencia T es la potencia que se aplica a la flecha del ventilador. La potencia que debe darse al motor debe incluir la eficiencia de éste y también la de las bandas, cuando se emplea este tipo de transmisión.

Influencia de la temperatura del gas. Se notará que la potencia T indicada arriba, depende directamente del volumen de los gases. Consecuentemente, para un gasto dado y en términos de peso del mismo, se necesitará más potencia si el gas es caliente, que si es frío.

3.2.4 EJEMPLO

Un tren de calderas de vapor quema carbón a razón de 8,500 kg/h, produciendo 20 kg de gases por kg de combustible quemado. La temperatura del aire ambiente es 30°C, la temperatura media de los gases al entrar en la chimenea es de 343.3°C y la temperatura media de los mismos en el interior de ésta es 250°C. El fluido en el aparato medidor de tiro tiene una densidad de 996 kg/m³ y el tiro teórico es de 23 mm de agua en la base de la chimenea, siendo la presión barométrica de 730 mm Hg.

Calcular las dimensiones de la chimenea requerida; si ésta es de concreto.

Solución:

Tomando un coeficiente de velocidad de 0.4 y asumiendo que la densidad de los gases sea igual a la del aire a 343.3°C, esto es 0.576 kg/m³, tenemos:

$$H = \frac{23 \times 996}{464 \times 730 \left(\frac{1}{303} - \frac{1.08}{523} \right)} = 54.7 \text{ m}$$

$$V = \sqrt{2 \times 9.81 \times 54.7 \left(\frac{523}{303} - 1 \right)} = 28 \text{ m/seg}$$

$$Q = 8,500 \times 20 / (60 \times 60 \times 0.576) = 82 \text{ m}^3 / \text{seg}$$

$$A = 82 / (0.4 \times 28) = 7.32 \text{ m}^2$$

3.2.5 FILTROS DE ENTRADA DE AIRE

Cuando las condiciones ambientales de la zona donde se capta el aire comburente son tales que el aire admitido puede contener impurezas que afecten a elementos mecánicos o al mismo proceso de combustión, conviene colocar filtros en la entrada de los conductos.

Es recomendable colocar filtros si:

1. El aire contiene solidos abrasivos que pueden producir desgastes los elementos mecánicos del circuito de aire.
2. El aire aspirado está contaminado con sustancias que pueden interferir el proceso de combustión, o que pueden contaminar, a su vez, los gases de combustión.
3. El aire aspirado está contaminado con sustancias que pueden actuar como catalizadores en los procesos de corrosión asociados al SO_2 .

Sin embargo, en muchos casos no es necesario colocar filtros a la entrada del aire comburente y de hecho, gran parte de las calderas de vapor carecen de ellos.

3.3 CHIMENEAS

Una chimenea es el ducto, de sección circular o cuadrada, por el cual se conducen los gases producto de combustión hasta un lugar conveniente y seguro

La chimenea se puede construir de cualquier material, empleándose generalmente lámina de acero, concreto o ladrillo, siempre y cuando garantice resistencia al calor y a la corrosión, así como a la presión de viento y sismos.

3.3.1 REQUISITOS PARA LAS CHIMENEAS

El reglamento para generadores de vapor de la Secretaria del Trabajo, establece en el Art. 33, que a continuación se transcribe, los requerimientos para una chimenea:

"Artículo 33 CHIMENEAS. Deberán reunir los requisitos siguientes:

1. Tendrán la capacidad suficiente para dar salida a todos los gases producidos por la combustión.

2. Tendrán la altura necesaria para que llenen debidamente su objetivo y, en todo caso, la mínima deberá ser tal que sobresalga un metro veinticinco centímetros del techo del edificio o cuarto de generadores cuando no hay edificio cercano, o tres metros del edificio más alto que se encuentre dentro del perímetro de diez metros alrededor de ellas.
3. Deberán ser construidas de manera que garanticen su completa estabilidad y podrán ser metálicas, de concreto armado, de piedra o de ladrillo con mortero de cemento. Cuando se usen materiales alterables al fuego, deberán revestirse interiormente con materiales a prueba de fuego hasta la altura que fuere necesaria, según la temperatura de los gases de salida. Deberá estar convenientemente atirantada para lograr su estabilidad.
4. Cuando las dimensiones de la chimenea lo requieran, deberán contar con aberturas practicadas en su base con puertas de cierre para que pueda fácilmente ser limpiada e inspeccionada "

3.3.2 PUERTOS DE MUESTREO

La Secretaría de Desarrollo Social, para facilitar la toma de muestras de los gases en la chimenea, ha establecido en la norma CCAT-FF-001 que aquella debe contar con puertos de muestreo según se muestran en las Figs. 3.7, 3.8, y 3.9.

FIG. 3.7: VISTA LATERAL DE PUERTOS Y PLATAFORMA PARA MUESTREO

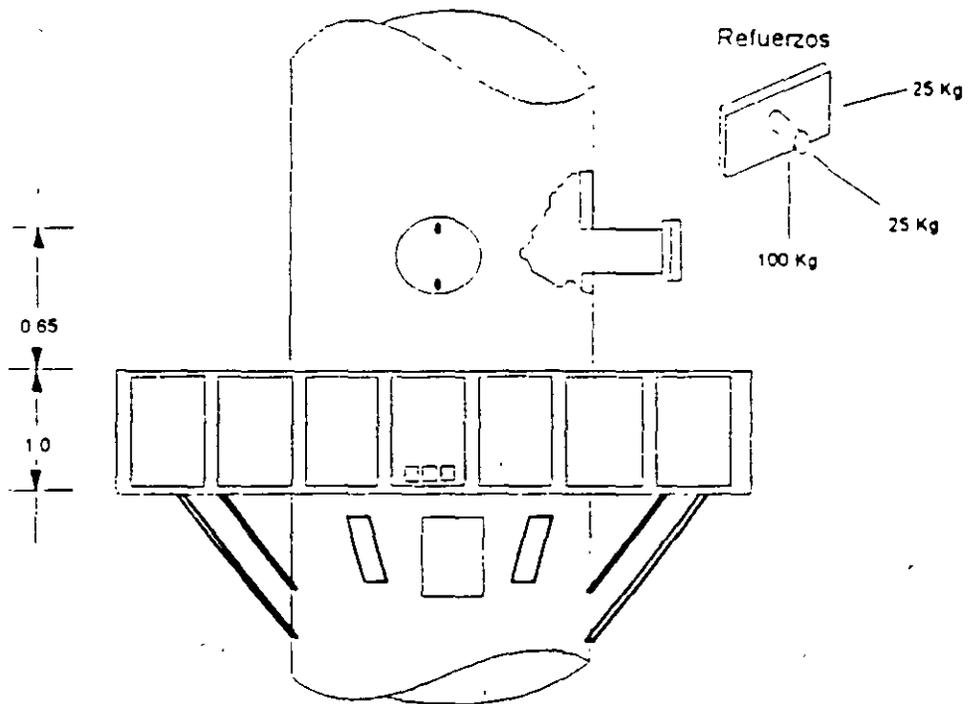


FIG. 3.8: PERFIL DE PUERTOS Y PLATAFORMA PARA MUESTREO

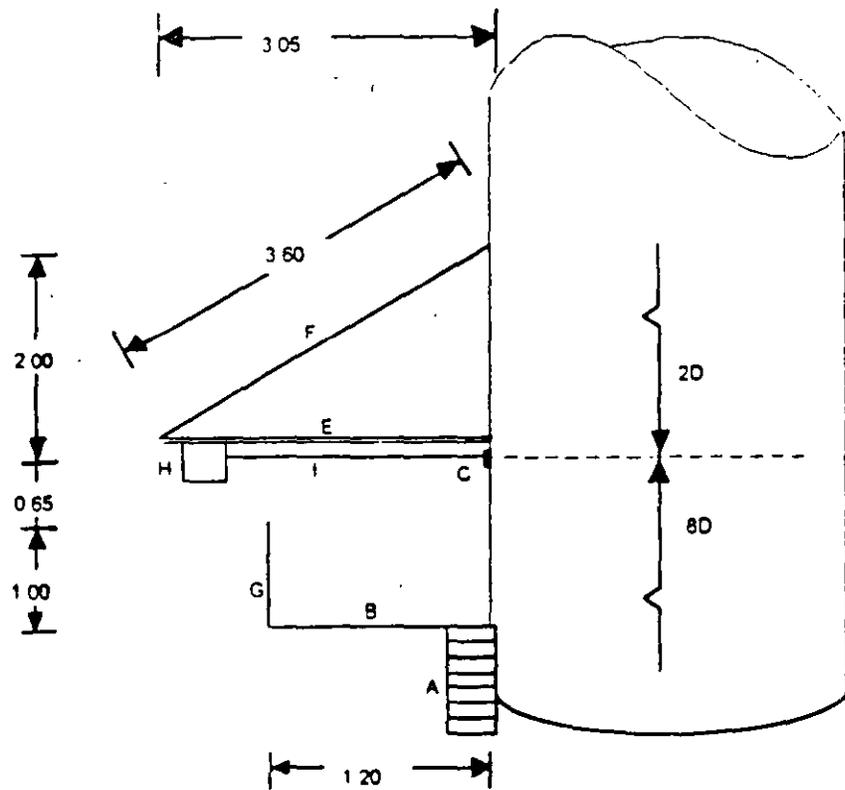
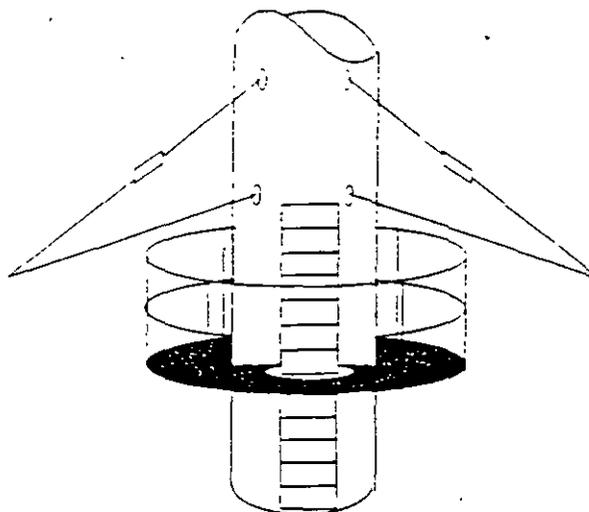


FIG. 3.9: INSTALACION COMPLETA DE PUERTOS Y PLATAFORMAS DE MUESTREO



3.4 CALENTADORES DE AIRE

Una forma de recuperar el calor sensible de los gases se produce mediante el uso de calentadores de aire, cuya misión es aumentar la temperatura del aire de combustión, por lo tanto son unos elementos que recuperan parte del calor sensible de los gases de combustión y lo añaden al aire requerido para quemar el combustible.

Cuando se utilizan calentadores de aire se producen los siguientes efectos:

- 1° Se reducen las pérdidas de calor en los gases de combustión. Aproximadamente, por cada 20°C de reducción en la temperatura de dichos gases se obtiene un 1% de ahorro de combustible
- 2° Se aumenta la temperatura de la llama en la zona de combustión.
- 3° Se reducen los excesos de aire.

Prácticamente todas las calderas que queman carbón pulverizado necesitan precalentar el aire desde 15°C hasta 315°C para poder secar el combustible.

Las calderas con parrilla para carbones bituminosos operan más eficientemente con aire precalentado aproximadamente a 175°C. De hecho no puede calentarse más, ya que los componentes (sobre todo móviles, tienen un límite de diseño a estas temperaturas.

3.4.1 TIPOS DE CALENTADORES DE AIRE

Existen diferentes tipos de calentadores de aire, los cuales funcionan a diferentes temperaturas. Por lo tanto, la temperatura es la base de la clasificación. En la Fig. 3.10 se indican los diferentes tipos y a continuación se describe uno a uno.

Cabe hacer notar que en Europa, aparecieron de manera reciente intercambiadores de plástico poco sensibles a la corrosión. Actualmente es demasiado pronto para conocer el porvenir de este tipo de equipo

FIG. 3.10: TIPOS DE CALENTADORES DE AIRE. RANGOS DE TEMPERATURA DE APLICACION

Tipos	Gases	
	Temperatura Máxima	Temperatura Mínima para Combustibles con Azufre
A.E.S.S.	500-600	160-180
Acero con superficies extendidas	400-500	160-180
Hierro fundido con aletas	400-500	140-160
Vidrio borosilicato	230-250	100-120

Calentadores de Tubos Lisos de Acero

Consisten en un conjunto de tubos formando circuito, incluido en una carcasa exterior. En la Fig. 3.11 aparece un precalentador de aire de este tipo utilizado en contracorriente. El aire frío entra por la parte superior y sale caliente por la inferior.

El camino de los gases es inverso, circulando por el interior de los tubos. Puede verse en la Fig. 3.12 que existe un bypass para el aire, de forma que

sólo se introduzca parte de él en el calentador, lo cual garantiza una temperatura de las superficies de intercambio por encima de aquella para la que se puede producir el rocío ácido

En la Fig 3.12 aparecen algunas de las diversas posibilidades de arreglo de los flujos de aire y gases de combustión en un calentador de aire. La versatilidad de estos equipos permite multitud de disposiciones.

De Tubos de Acero con Superficies Extendidas

Al igual que en los economizadores, es posible utilizar tubos con aletas, lo cual aumenta la superficie de transferencia y permite reducir el volumen total del calentador.

De Hierro Fundido con Aletas

En este tipo de calentadores de aire se utilizan tubos de sección rectangular con aletas interiores y exteriores. En la Fig. 3.13 aparece uno de los tubos. El conjunto de los tubos se coloca horizontalmente, de forma que el aire fluye en esta dirección por su interior. Externamente fluyen los gases de combustión en flujo cruzado. En la Fig. 3.14 aparece un calentador de aire de este tipo, combinado con tubos de vidrio borosilicato.

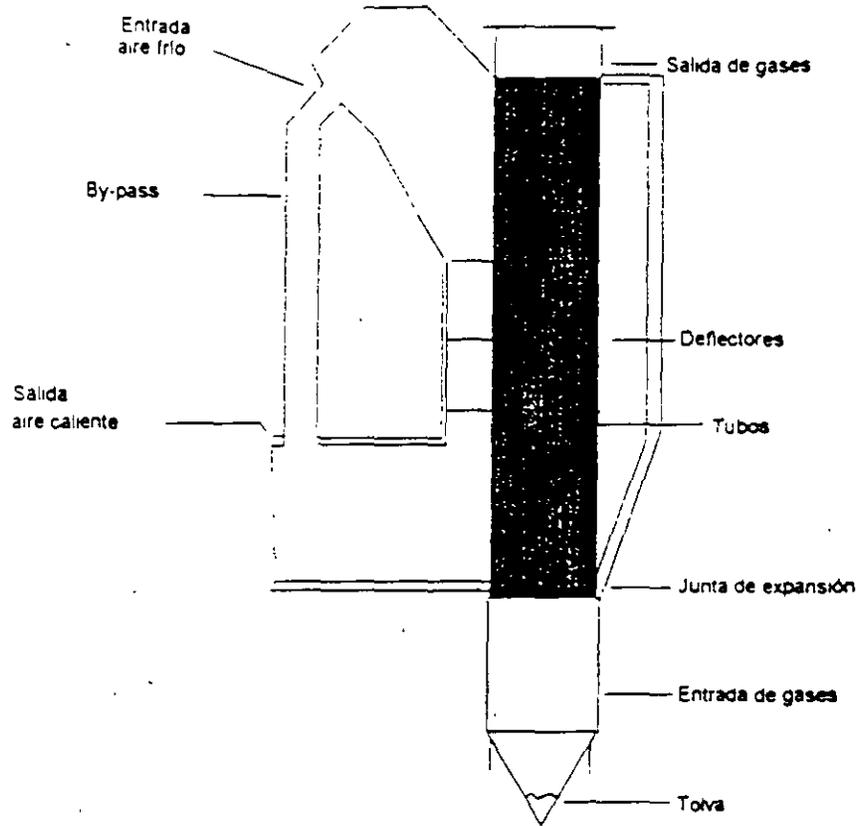
De Tubos de Vidrio Borosilicato

Para temperaturas bajas de gases, se han desarrollado calentadores de aire de tubos de vidrio borosilicato los cuales, para estas temperaturas, presentan ciertas ventajas con respecto a otros tipos de calentadores.

En este diseño puede circular cualquiera de los dos flujos por el interior de los tubos, aunque habitualmente lo hace el aire.

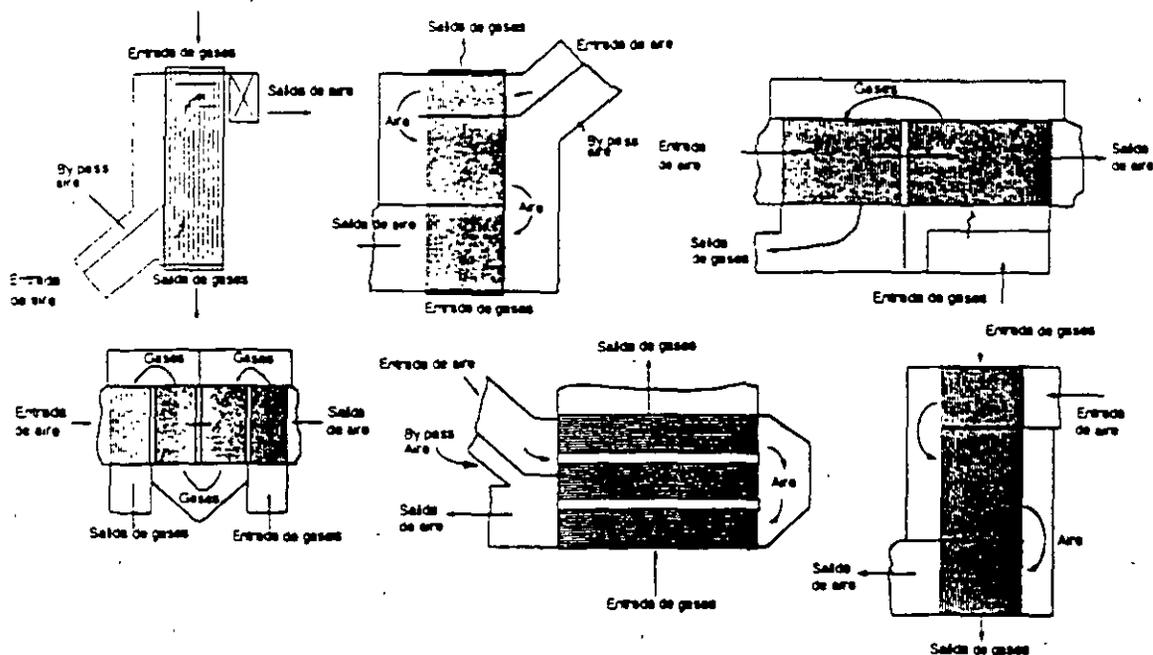
Los calentadores de aire de vidrio borosilicato presentan como ventajas: la alta transferencia de calor, la facilidad de limpieza y la resistencia a la corrosión. Como desventajas principales se tienen las derivadas de la fragilidad del vidrio y de los problemas de dilataciones.

FIG. 3.11: CALENTADOR DE AIRE TUBULAR PARA CONTRACORRIENTE GASES/AIRE CON BYPASS EN LA ENTRADA DE AIRE



PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

FIG. 3.12: ALGUNOS ARREGLOS DE CALENTADORES DE AIRE TUBULARES SEGUN DIRECCION DE LOS FLUJOS DE GASES Y DE AIRE



En general, no se producen incrustaciones sobre los tubos, ya que su rugosidad es muy baja y los fluidos circulan a gran velocidad. Por lo tanto, la limpieza se puede realizar por inyección de agua con boquillas difusoras situadas en puntos estratégicos del calentador. Como consecuencia de todo lo anterior, con este tipo de calentador se producen economías importantes de energía.

3.4.2 DISPOSICIONES MAS FRECUENTES

La práctica habitual de la instalación de calentadores de aire se resume en los siguientes casos:

En Relación a la Posición del Calentador de Aire con Respecto al Flujo de Gases

Se puede adoptar la disposición bypass o la disposición en serie

Dicha disposición sería similar a la de los economizadores indicados en las Figs. 3.18 y 3.19: en el sistema de disposición en serie el calentador de aire se intercala en el conducto de gases, de forma que estos pasan siempre a través del mismo. En el caso de bypass, puede aislarse el calentador de aire del flujo de gases, de tal forma que por un conjunto de cortatiros se puede conseguir que nada, parte o el total del flujo de gases pase a través del mismo.

Las especificaciones generales a cumplir en el diseño y la instalación de calentadores de aire deberán seguir la línea expuesta para economizadores.

En Relación al Circuito de Aire

Es conveniente que exista un bypass en el circuito de aire, a fin de garantizar que la temperatura de las superficies de intercambio no descienda de la mínima necesaria para evitar los problemas asociados al rocío ácido.

Sistemas Bi-transfer

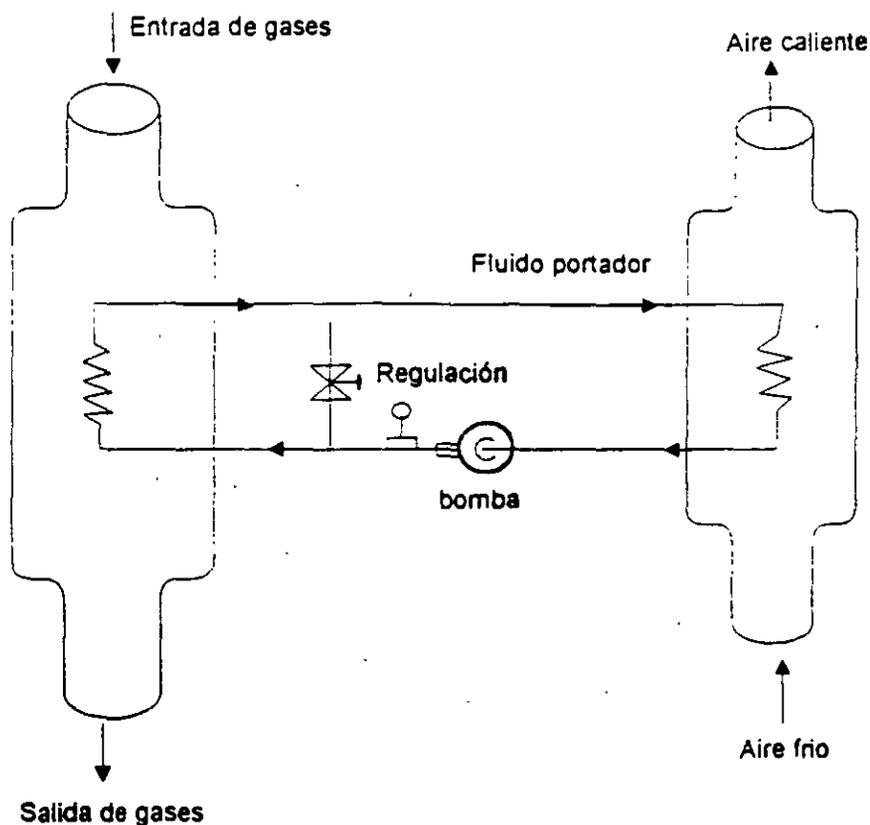
El sistema bi-transfer ha sido desarrollado como una alternativa a los métodos tradicionales de intercambio de calor entre dos fluidos, y es particularmente útil cuando se trata de intercambiar calor entre dos gases, por ejemplo, para calentar el aire comburente de una caldera de vapor a partir del calor de los gases que salen de la misma.

Estos sistemas consisten básicamente en un circuito de fluido térmico y dos intercambiadores de calor:

- Gases - fluido térmico, donde los gases calientan el fluido térmico.
- Fluido térmico - aire, donde se enfría el fluido térmico calentando el aire.

En los sistemas bi-transfer se realizan, por tanto, intercambios de calor gas-líquido, tal como se representa en la Fig. 3.15 y, por ello, puede emplearse ventajosamente la tecnología de las superficies extendidas.

FIG. 3.15: SISTEMA BI-TRANSFER



Normalmente se utilizan para su construcción tubos con aletas transversales redondas o cuadradas, siendo las más habituales:

- AF, formados por tubos de a.e.s.s. recubiertos con piezas de fundición con aletas.
Estos tubos suelen emplearse en el cambiador gases - fluido térmico, cuando el combustible contiene azufre.
- AA, formados por tubos de a.e.s.s. con aletas de acero. Estos tubos se emplean en el cambiador aire-fluido térmico y en el cambiador gases-fluido térmico, cuando lo permiten las características del proyecto. (Combustibles exentos de azufre, o altas temperaturas del fluido térmico).

Habitualmente se emplean dos tipos de fluido térmico: aceites térmicos y agua.

El agua, por sus parámetros termodinámicos, es el mejor fluido térmico que existe, pero su utilización está limitada por las elevadas presiones que impone, de forma que no es práctico emplear agua como fluido térmico por encima de 200°C. Por el contrario, los aceites térmicos tienen tensiones de vapor muy bajas, y pueden utilizarse para transmitir calor a temperaturas altas con presiones ligeramente superiores a la atmosférica.

Para el intercambiador gases - fluido térmico, se puede adoptar la disposición bypass (Fig. 3.18) o en serie (Fig. 3.19).

Para el arreglo en serie, el intercambiador se intercala en la chimenea de tal forma que los gases de combustión pasan siempre a través del mismo. En el caso de bypass puede aislarse el intercambiador del flujo de gases, de modo que, con un conjunto de cortatiros, se puede conseguir que nada, parte o el total del flujo de gases pase a través del equipo. Evidentemente, esto es una ventaja de la disposición bypass con respecto a la serie, ya que ninguna operación de mantenimiento o reparación que hubiera que realizarse en el intercambiador, implicaría la parada de la caldera o del elemento generador de los gases.

3.4.3 METODOS DE CALCULO EN CALENTADORES TUBULARES

Condiciones a Considerar en Cada Diseño

El diseño de un calentador de aire debe realizarse a partir de los siguientes datos iniciales:

- Temperatura de gases (°C)
- Temperatura del aire comburente (°C)
- % medio de (CO₂ + SO₂) en los gases (%)
- Tipo de combustible
- Configuración de la caldera, horno o secador, para estudiar sus pérdidas

Es conveniente definir varias marchas típicas y conocer los datos anteriores en cada una de ellas. También deberán tomarse en cuenta los siguientes datos del propio calentador:

- Tipo de material a emplear
- Tipo de calentador de aire a emplear
- Incremento permitido en la presión de los gases como consecuencia de las pérdidas de carga debidas a la interposición del calentador de aire

Transmisión de Calor en Tubo Liso

Para el cálculo del precalentador de aire, que es similar al del economizador, ver las secciones 3.5

3.5 ECONOMIZADORES

De los generadores de vapor y de las calderas de agua caliente, de agua sobrecalentada y de fluido térmico, por lo regular salen los gases a temperaturas altas desde el punto de vista de su aprovechamiento energético.

En la actualidad, el equipo que más se utiliza para realizar esta función es el economizador, el cual es un intercambiador de calor gases-agua, que se instala en una caldera de vapor para elevar la temperatura del agua de alimentación a esa y, de esta forma, obtener un ahorro de combustible. Por extensión en este trabajo, se llamará economizador a todo intercambiador de gases de combustión-agua.

La idea de realizar este aprovechamiento data de mucho tiempo, de manera que a las primeras calderas de vapor ya se les dotaba de un economizador para este fin. A lo largo de su dilatado tiempo de utilización, la tecnología de los economizadores ha recibido multitud de aportaciones.

Antes de la crisis de la energía, es decir, mientras los precios de la energía eran notablemente bajos, el empleo de economizadores presentaba limitaciones económicas. En esta línea, nadie dudaba de su necesidad en las calderas grandes, mientras que en las calderas pequeñas (potencia inferior 5,000 Mcal/h) no se utilizaban nunca, y en las restantes calderas se instalaban sólo en casos particulares, ya que su rentabilidad era dudosa.

El desarrollo de la tecnología de diseño y construcción de economizadores ha hecho que las inversiones precisadas para su instalación hayan disminuido en valor constante. Por otra parte, al aumentar el costo de los combustibles han aumentado considerablemente los valores de las recuperaciones o ahorros que con estos equipos se obtienen.

3.5.1 TIPOS DE ECONOMIZADORES

Los economizadores están compuestos, básicamente, por un haz de tubos agrupados convenientemente. Por el interior de los tubos circula el agua a calentar, mientras que los gases de la combustión bañan su superficie exterior.

El desarrollo tecnológico ha ido siempre en la línea de modificar los diseños de los tubos con el fin de aumentar la transmisión de calor en un intento de maximizar la rentabilidad y de resolver, al mismo tiempo, algunos problemas colaterales que el empleo de los economizadores plantea, tales como limpieza, corrosión, etc.

A lo largo del tiempo han sido muchos y muy variados los diseños y realizaciones de economizadores. Sin embargo, en el estado actual de la tecnología se ha llegado a un número limitado de tipos que son los que habitualmente aparecen en la oferta mundial de estos equipos.

Generalmente, los economizadores se clasifican en función de las características de los tubos, existiendo cuatro tipos fundamentales:

AESS: Tubos de Acero Estirado sin Aletas

En algunos economizadores se emplean tubos comerciales de este tipo, siendo su aplicación más importante cuando la temperatura de los gases es muy alta y por lo tanto se tienen saltos térmicos muy altos y gran transferencia de calor.

AA: Tubos de Acero Estirado con las Aletas Transversales de Acero

Normalmente, se dota a los tubos comerciales de acero estirado de aletas transversales de acero. Estas aletas son cuadradas o redondas. La continuidad entre el tubo y las aletas se obtiene por soldadura o por encastre por deformación en frío o en caliente. Este tipo de tubos se emplea en todos los procesos de transferencia de calor, siempre que no haya riesgo de

corrosión de los mismos por el ácido sulfúrico procedente del azufre del combustible.

F: Tubos de Hierro Fundido con Aletas

Estos tubos se obtienen directamente por fundición con sus aletas redondas o cuadradas. Este tipo, que fue el más empleado en el pasado, ha quedado hoy en día relegado debido a su alto costo y a su deficiente resistencia mecánica.

AF: Tubos de Acero Estirado Recubiertos con Piezas de Hierro Fundido, con Aletas Redondas, Cuadradas o Rectangulares

Estos tubos son los más empleados en la actualidad, ya que presentan las ventajas de la fundición frente a la corrosión ácida y las ventajas del acero estirado en cuanto a la resistencia mecánica.

Para la fabricación de estos tubos se parte de tubo comercial de acero estirado y de piezas de hierro fundido con aletas. Se introduce el tubo de acero en el interior de las piezas, y, para dar continuidad entre ambos materiales se realiza un apriete fuerte entre ellos, mediante calado en caliente o deformación plástica del acero en frío, por la aplicación de presión interior u otros métodos. En las Figs. 3.16 Y 3.17 se incluyen tres modelos de tub de los tipos AA y AF.

Otra clasificación típica de los economizadores los divide en vaporizadores y no vaporizadores, atendiendo a que en el interior de los tubos el agua pueda alcanzar o no su temperatura de saturación.

Obviamente, en los economizadores vaporizadores se puede utilizar cualquiera de los tipos de tubos AESS, AA y AF, mientras que la fragilidad de la fundición no aconseja el empleo de los tubos F.

FIG. 3.16: TUBOS CON ALETAS TIPO AA

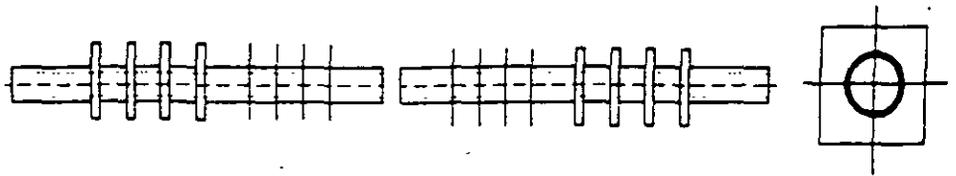
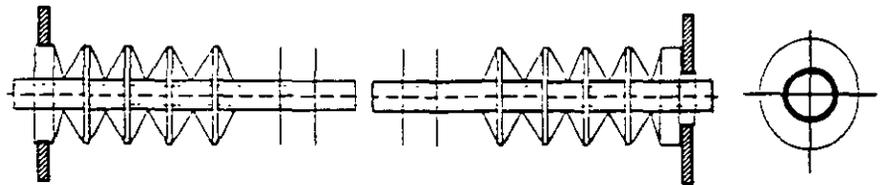


FIG. 3.17: TUBOS CON ALETAS TIPO AF



3.5.2 ARREGLOS MAS FRECUENTES

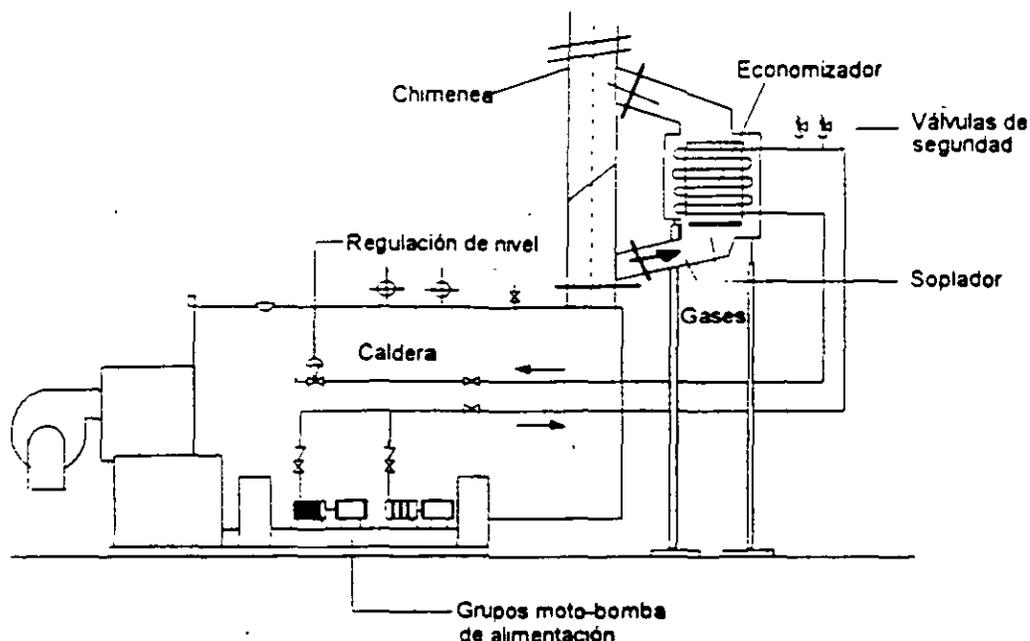
En general, las calderas pequeñas y medianas suelen ser de diseño compacto. La práctica habitual de la instalación de economizadores se resume en los siguientes casos:

Posición del Economizador con Respecto al Flujo de Gases

Se puede adoptar la disposición bypass o la disposición en serie. En las Figs. 3.18 y 3.19 se pueden ver ambas disposiciones.

En el sistema de disposición en serie, el economizador se intercala en la chimenea, de tal forma que los gases de combustión pasan siempre a través del mismo. En el caso de bypass, se instala el economizador en paralelo con el flujo de gases, de tal forma que por un conjunto de cortatiros se puede conseguir que nada, parte o el total del flujo de gases pase a través del economizador. Evidentemente, esto es una ventaja de la disposición bypass con respecto a la serie, ya que ninguna operación de reparación que hubiera de realizarse en el economizador implicaría la parada de la caldera.

FIG. 3.18: INSTALACION DE ECONOMIZADOR EN CALDERA COMPACTA (En Bypass)

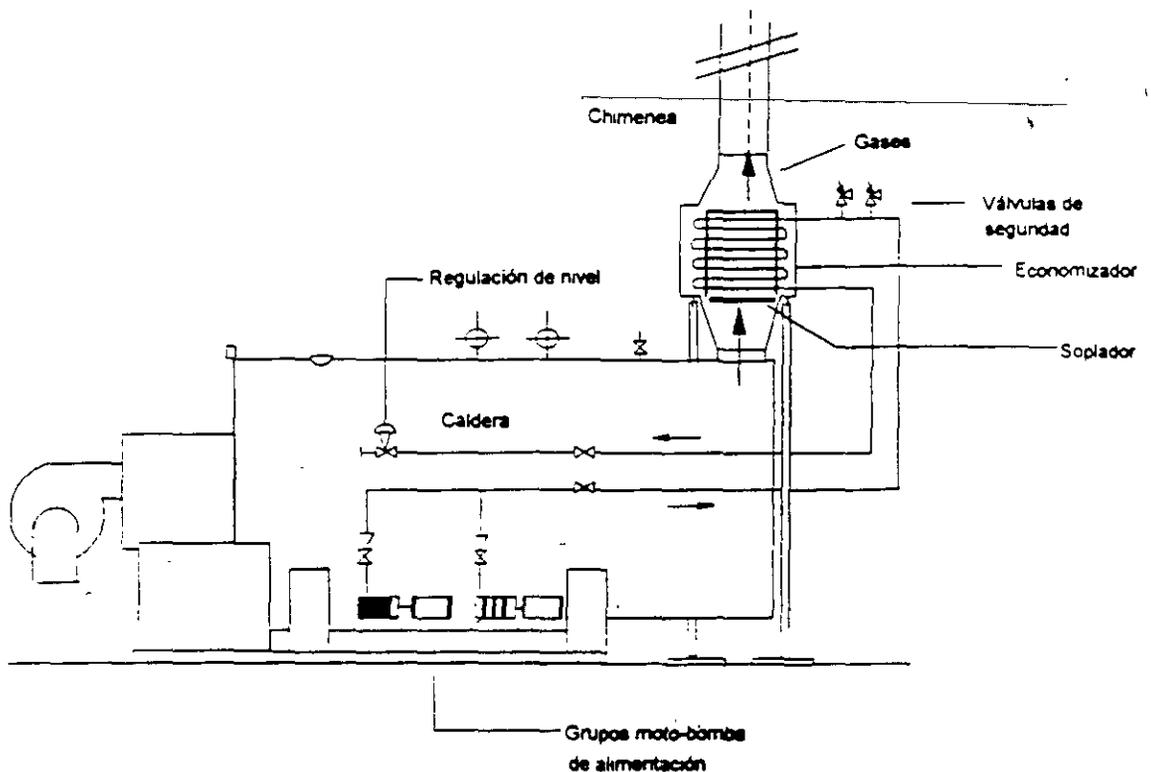


Aunque en los croquis no está indicado, a la hora de realizar la instalación de un economizador se han de satisfacer las siguientes especificaciones generales (en cada caso concreto habrá otra serie de especificaciones particulares que fijará el diseñador).

- Las válvulas para agua deben ser de cuerpo de acero. Es recomendable que sean válvulas de asiento.
- Debe instalarse un equipo de regulación del nivel de agua en la caldera, de forma que la alimentación de agua sea continua y se obtenga el mejor aprovechamiento energético.
- Se instalarán dos válvulas de seguridad, de acuerdo al reglamento vigente de recipientes a presión.
- Los conductos de gases deberán estar dimensionados para el máximo flujo de gases y contruidos de acuerdo a las recomendaciones habituales para evitar pérdidas de carga excesivas. El espesor mínimo será de 4 mm. Las soldaduras de placas se efectuarán con cordón interior y exterior. Las uniones atornilladas llevarán juntas de estanqueidad de amianto.

PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

FIG. 3.19: INSTALACION DE ECONOMIZADOR EN CALDERA COMPACTA (En serie)



- Los cortatiros estarán previstos para trabajar con gases calientes y con las holguras suficientes para ser accionados con suavidad.
- Se instalarán las plataformas y escaleras necesarias para un fácil acceso para inspección y mantenimiento.
- Se instalarán en los conductos de gases dos termómetros, antes y después del economizador, de caña lo suficientemente larga para llegar al centro del conducto.
- Se instalarán dos termómetros en las tuberías de entrada y salida de agua al economizador, con vainas de acero inoxidable.
- Se debe dotar al equipo de los sopladores precisos para una fácil limpieza de las superficies de intercambio.
- El equipo deberá ir provisto de cierres metálicos que eviten salidas de gases, y de puertas para acceso a los tubos, atornilladas y con juntas de amianto.

PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

- Deben aislarse, para reducir pérdidas de calor y proteger al personal
 - Tuberías de llegada y salida de agua, en todo su recorrido
 - Tuberías de vapor de soplado.
 - Conductos de llegada de gases.
 - El economizador.
 - Conductos de salida de gases en caso de peligro para el personal o riesgo de formación de rocío ácido.

Es recomendable utilizar aislamiento de fibras de vidrio o lana mineral, forrada con lámina de aluminio u otro similar.

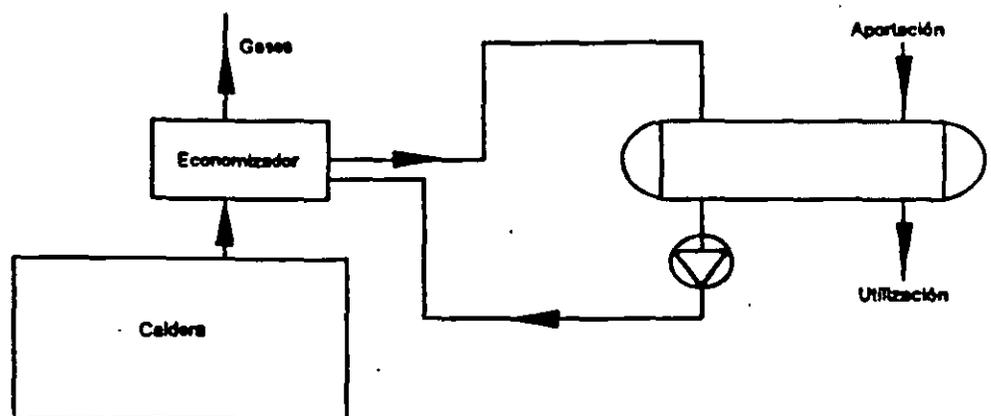
Circuito del Agua

Básicamente pueden adoptarse dos disposiciones en el circuito de agua.

- Que el agua, una vez calentada en el economizador, pase directamente a la caldera. Este es el caso representado en las Figs. 3.18 y 3.19. Habitualmente se instala un juego de válvulas para aislamiento y bypass del equipo.
- Que el agua caliente del economizador pase a otros circuitos

En la Fig. 3.20 se muestra un ejemplo de esta última disposición, que se emplea frecuentemente para recuperar calor de los gases de las calderas d fluido térmico, por ejemplo.

FIG. 3.20: RECUPERACION DEL CALOR DE GASES PARA TRANSFERIRLO A OTROS CIRCUITOS



3.6 SOBRECALENTADORES

Ninguna caldera puede producir vapor recalentado a menos que se trate de una de tubos de agua provista de un tambor seco.

La cantidad de humedad en el vapor presente en el vapor crece con el régimen de evaporación y en grandes capacidades es común el arrastre de humedad.

Cada 1% de humedad en el vapor reduce el rendimiento en un 2%.

Por otro lado, el recalentamiento reduce consumo de vapor en las máquinas que lo utilizan, por tanto disminuye el consumo de vapor por unidad de potencia producida.

La experiencia demuestra que para eliminar cada 1% de humedad en la entrada se requieren aproximadamente, como 3.9°C de recalentamiento.

Por otra parte, existen condiciones iniciales de trabajo como en una turbina, que requieren de 425 a 570°C, las cuales son imposible de alcanzar sin recalentamiento, ya que la temperatura de saturación incluso a la presión crítica de 226 kg/cm² es sólo de 374°C. El rendimiento en un ciclo Rankine de una turbina en trabajo escalonado con vapor recalentado varía del 80 al 97%, mientras que el del escalón cuyos álabes trabajan con vapor húmedo puede ser tan bajo como 60%. El recalentamiento no sólo reduce las erosiones, sino que, aumenta el rendimiento general.

3.6.1 METODOS PARA RECALENTAR EL VAPOR

Hay dos métodos, en general, para recalentar el vapor, y ambos utilizan el calor de los humos o gases de combustión para eliminar las últimas trazas de humedad y aumentar la temperatura del vapor; estos son:

1. Recalentamiento por convección.
2. Recalentamiento por radiación.

3.6.2 RECALENTADORES PARA ALTAS TEMPERATURAS DE VAPOR

La demanda hoy en día se encuentra en temperaturas de vapor de 482 a 566°C, con una temperatura relativamente constante a lo largo de la zona de trabajo elegida, permitiendo variaciones de $\pm 14^\circ\text{C}$, y en condiciones normales de $\pm 5.5^\circ\text{C}$.

Por su parte, la temperatura de la flama, para obtener que la del vapor sea más elevada, se acerca a la temperatura de fusión de la ceniza en el carbón y existe una tendencia de ésta a depositarse en forma fluida sobre los tubos de los recalentadores, es decir, forma escoria.

Para estos problemas se tienen las siguientes soluciones:

1. Sitúe el recalentador cerca del hogar para obtener la temperatura de vapor requerida.
2. Sitúese un banco de tubos de pantalla en el frente del recalentador, para limitar la acumulación de escorias. La experiencia demuestra que estos tubos deberían hallarse bastante separados (30 a 35 cm).

3.6.3 CONTROL DE TEMPERATURA EN RECALENTADORES DE CONVECCION

Un método de control de temperatura de vapor, usual hasta hace poco, era el de desviar (bypass) una parte de los gases de la combustión para que no pasen por la superficie del recalentador durante las altas producciones del vapor. En efecto, al aumentar la producción de la caldera, más gases y a mayor temperatura atraviesan el haz de tubos del recalentador, lo cual, al permanecer constante la superficie de transferencia de calor, origina que la temperatura total del vapor aumente más de lo que puede resistir la máquina accionada. Tal como se muestra en la Fig. 3.21, puede disponerse un canal de desviación con un registro. La resistencia disminuida del gas da lugar a un flujo de éste a través del canal de desviación, permitiendo con ello controlar el proceso de recalentamiento. Las dificultades que presenta el empleo de materiales que den resultado satisfactorio en lo referente a resistencia a la

corrosión y a elevadas temperaturas en los canales de gas, ha limitado el empleo del método de control a base de registro.

FIG. 3.21: CONTROL DE TEMPERATURA DEL VAPOR POR FLUJO DE GAS

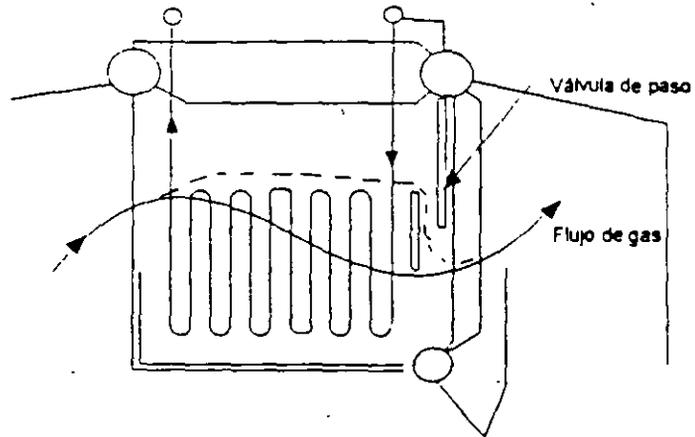
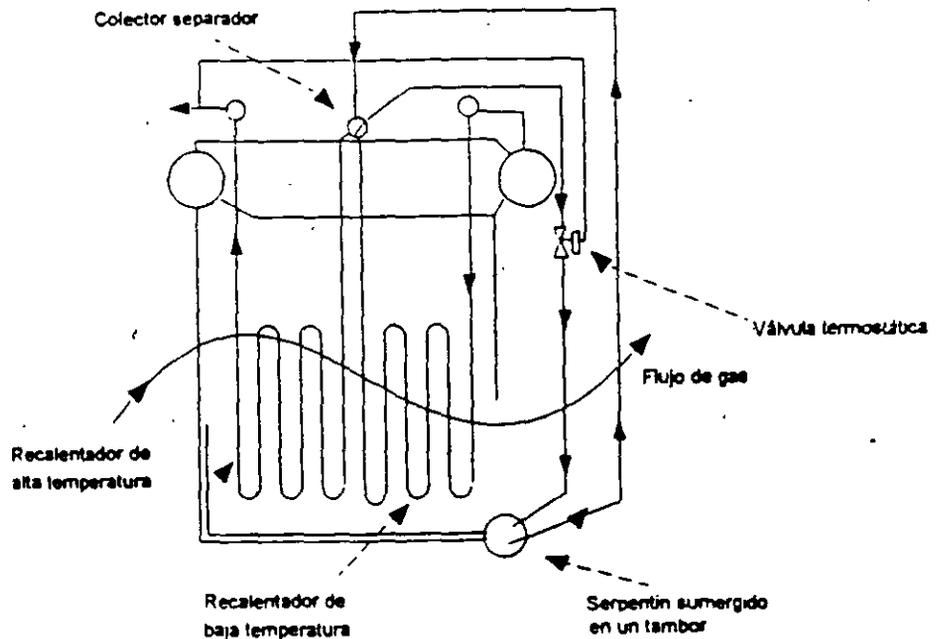
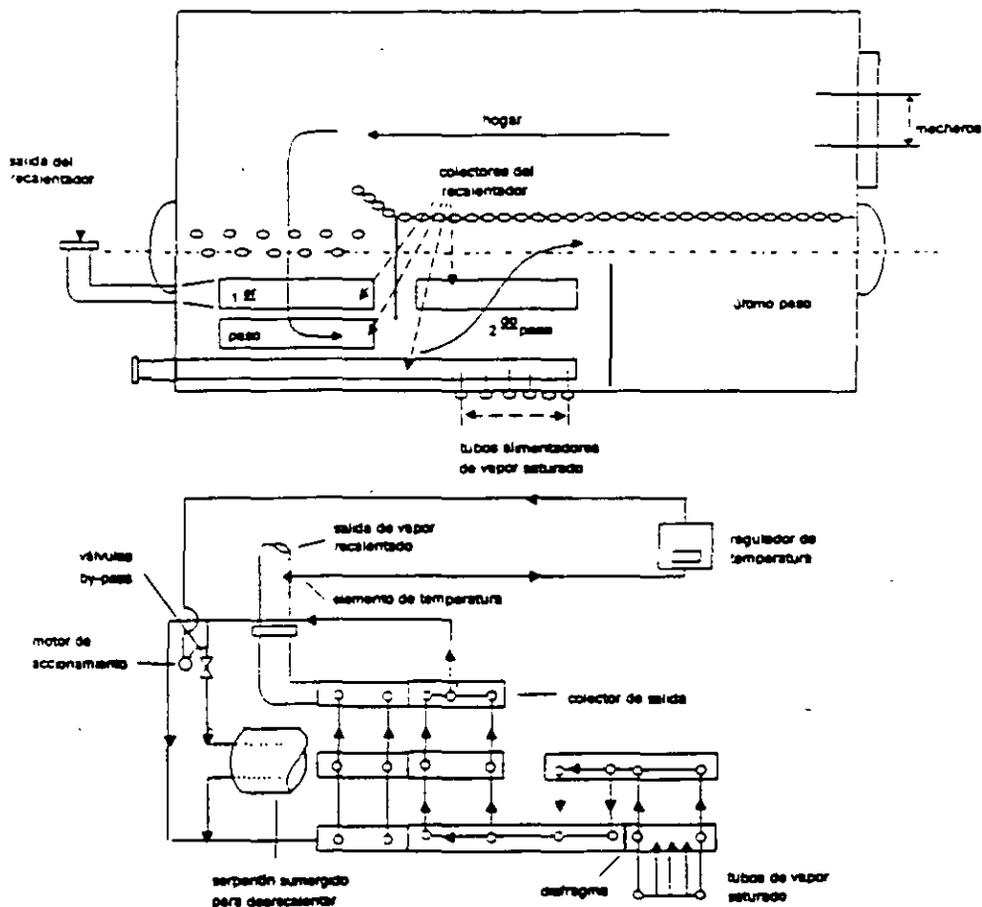


FIG. 3.22: DESRECALENTADOR DE SERPENTIN SUMERGIDO EN EL TAMBOR



PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

FIG. 3.23: ESQUEMA DE LA CIRCULACION DEL VAPOR Y DE LA REGULACION DE TEMPERATURA



Otro método se muestra gráficamente en la Fig. 3.22. Una parte del vapor de la sección de baja temperatura del recalentador es desviada a un serpentín sumergido en el tambor inferior de la caldera controlado por una válvula de paso; esta última es accionada según la temperatura final del vapor, con lo que el dispositivo resulta automático. El vapor desrecalentado es devuelto y se mezcla con el vapor que no ha sido desrecalentado, en un colector de ambos vapores y por último, el recalentamiento final tiene lugar en el recalentador del segundo escalón. Este dispositivo presenta la ventaja de que no hay mecanismos expuestos a la acción corrosiva de los gases de

PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

combustión. Por consiguiente no existe un sobrecalentamiento del metal a altas temperaturas.

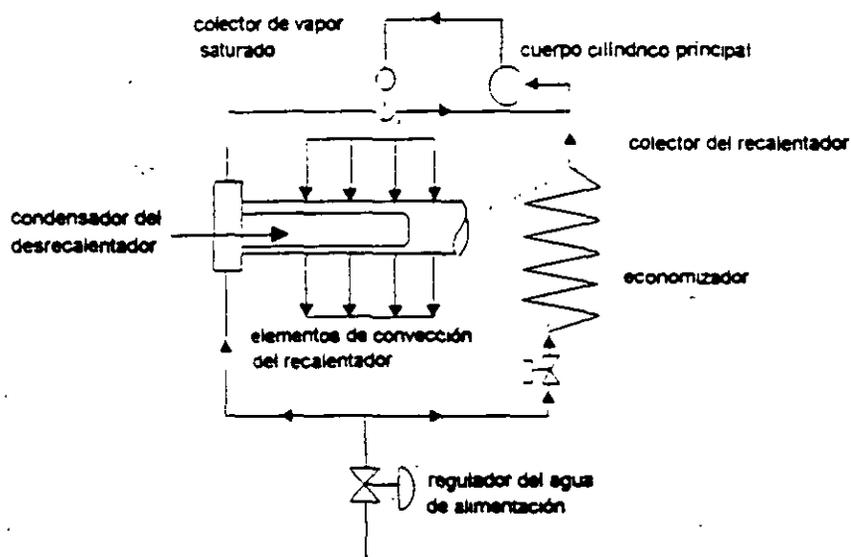
La Babcock & Wilcox Company ha utilizado este sistema durante años. Una instalación de estos últimos tiempos se muestra en esquema en la figura 3 23 aplicada a un generador de vapor normalizador de tipo F. Los gases fluyen horizontalmente a la parte posterior del hogar penetrando por el primer paso y pasando a continuación de éste al segundo y último paso, desplazándose verticalmente al equipo de recuperación de calor. Tal como muestra el diagrama, el vapor saturado del cuerpo cilíndrico superior penetra en la sección del segundo paso de un recalentador y después al colector opuesto, es decir, también en el segundo paso, y retrocede al colector primitivo. Un diafragma divide las dos secciones del colector del recalentador; entonces el vapor pasa a través de tubos a una sección del colector de salida. En este punto, todo el vapor sale de la caldera y una parte de vapor parcialmente recalentado se desrecalienta, uniéndose después las dos corrientes de vapor que pasan a través de la sección final del recalentador de alta temperatura. Un control automático de temperatura mantiene una regulación precisa.

Otro método de control se muestra en el esquema de la Fig. 3 24. Este esquema controla el flujo de agua a la caldera de acuerdo con la temperatura de vapor requerida. Una parte del agua de alimentación de la caldera, después de desviarse del regulador de agua, pasa a un desrecalentador-condensador situado en la admisión del colector del recalentador. El vapor procedente del cuerpo cilíndrico penetra en el colector del recalentador y se humidifica por la superficie de calefacción situada en el colector. Un control automático regula la cantidad de agua de alimentación que se desvía.

El comparativo de los resultados obtenidos al desviar el gas por un bypass con relación al desrecalentamiento, se indican en la Fig. 3 25. Esta caldera suministra vapor a una máquina con tres calentadores de agua de alimentación. La temperatura del agua de alimentación, con todos los calentadores en funcionamiento, varía desde 99°C al 20% de producción de la caldera hasta 149°C al 100%. Si el calentador de alta presión está fuera de servicio, la temperatura del agua de alimentación es constante debido a un desaerador a presión constante, y el recalentador de vapor funcionará de forma que proporcione un vapor a temperatura constante. La temperatura del agua de alimentación se indica en la parte inferior de la figura. El efecto

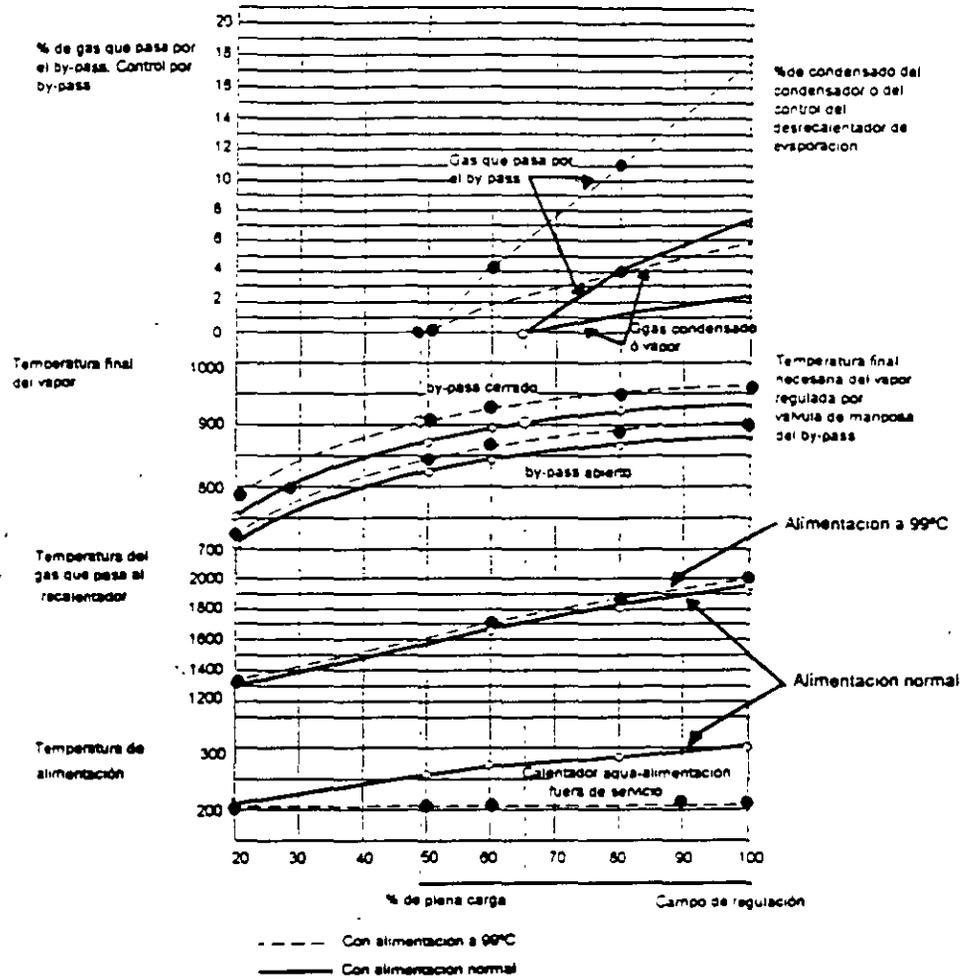
de la temperatura del gas sobre el recalentador se indica más arriba. Siguen a continuación las curvas características de temperatura de vapor y convección del recalentador. Una disminución de la temperatura de alimentación aumenta el flujo de gas y eleva la temperatura del vapor. El desviar por by-pass el gas de combustión rebaja la temperatura de vapor. Con agua de alimentación normal se alcanza la temperatura de vapor deseada con una carga de 85% y con agua de alimentación a 99°C para un 48% de carga, es decir 482°C. Desviando por by-pass hasta un 7% del flujo de gases de combustión con temperaturas de alimentación normal, mantiene constante la temperatura de vapor para una carga de 100%. En la misma forma, el desviar por bypass hasta un 17% de los gases de combustión, mantiene constante la temperatura del vapor (agua de alimentación) hasta un 100% de la carga de la caldera.

FIG. 3.24: CONTROL DE TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CONDENSADOR FOSTER-WHEELER DE DESRECALENTAMIENTO



PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

FIG. 3.25: COMPARACION DE CARACTERISTICAS Y SISTEMAS DE CONTROL DE DESRECALENTADOR POR VALVULAS DE BY-PASS, CONDENSADOR Y EVAPORADOR



El mismo control de temperatura de vapor podría obtenerse desviando un 28% del agua de alimentación, utilizando un condensador desrecaentador con agua de alimentación normal. También el desviar un 6% del agua de alimentación mantendrá constante la temperatura del vapor con agua de alimentación a 99°C.

3.6.4 SUPERFICIE DE CALEFACCION EN UN SOBRECALENTADOR

Al calcular la superficie necesaria en un recalentador de convección, se suele conocer la cantidad de vapor a recalentar y las temperaturas inicial y final. Se pueden deducir las temperaturas de entrada y salida de los humos tras un cuidadoso estudio del tipo de caldera que nos ocupe con ayuda, además, de datos empíricos sobre la absorción de calor en las distintas partes de la caldera. La temperatura inicial naturalmente, depende de la posición del recalentador y del régimen de la caldera. La siguiente fórmula que es una expresión de la transmisión térmica basado en la media aritmética de la diferencia de temperaturas, da un camino para enfrentarse con el problema:

$$A = \frac{Q(h_2 - h_1)}{\left(\frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}\right)U} \quad (3.15)$$

Donde:

A	=	superficie de calefacción, en m ² ,
Q	=	producción de vapor, en kg/hora,
T ₁	=	temperatura de los humos al entrar al recalentador, en °C
T ₂	=	temperatura de los humos al salir del recalentador, en °C
t ₁	=	temperatura del vapor al entrar en el recalentador, en °C
h ₁	=	entalpia del vapor que llega al recalentador
h ₂	=	entalpia del vapor que sale del recalentador
t ₂	=	temperatura del vapor al salir del recalentador, en °C
U	=	coeficiente de transmisión, Kcal/h-m ² -°C.

Para recalentadores por convección, pueden emplearse valores de U desde 25 a 60, según sea lenta o veloz la corriente de humos.

3.6.5 EJERCICIO

Un recalentador integrado a una caldera funciona con los datos siguientes:

Presión	=	36 kg/cm ² abs
Temperatura de entrada al sobrecalentador, t_1	=	243°C
h_1	=	675.9 kcal/kg
Temperatura de salida del sobrecalentador, t_2	=	525°C
h_2	=	834.3 kcal/kg
Temperatura de los humos al sobrecalentador, T_1	=	1010°C
Temperatura de los humos a la salida del sobrecalentador, T_2	=	605°C
Capacidad nominal de la caldera	=	80 t/h. (masa de los humos, 130,000 kg/h)

¿Cuál será la superficie del recalentador?

Solución:

$$A = \frac{80,000(834.3 - 675.9)}{25 \left(\frac{1,010 + 605}{2} - \frac{525 + 243}{2} \right)} = \frac{12,672,000}{\left(\frac{1,615}{2} - \frac{768}{2} \right) 25} = \frac{12,672,000}{29,912.5} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A = 425.41 \text{ m}^2$$

3.7 DEAREADORES

La exigencia actual de altas temperaturas, superficies limpias y agua de alimentación pura, hace de la corrosión un serio problema en las calderas y equipos que operan con vapor. La conservación de un alto grado de alcalinidad en el agua de la caldera ha sido utilizada para reducir la corrosión, pero mucho mejor resultado produce la eliminación del oxígeno. En algunas ocasiones se ha mencionado el fenómeno de la disociación del agua en el recalentado, formando oxígeno naciente que reacciona con el metal de los tubos, como causa también de corrosión.

3.8 PURGAS DE UNA CALDERA

La evaporación continua de agua en una caldera produce inevitablemente, un aumento en la concentración de los sólidos suspendidos en el agua que se encuentra en ella, haciéndose necesario eliminarlos periódicamente o en forma continua.

Una purga se define como la mecánica que se sigue para desalojar lodos, grasas, incrustaciones y el mismo aire de la caldera.

3.8.1 TIPOS DE PURGAS

Las purgas en una caldera pueden clasificarse como

- a) De fondo
- b) De superficie
- c) De cristal de nivel
- d) De columna
- e) De instrumentos
- f) De venteo

Purga de Fondo

Esta purga consiste en desalojar los lodos que se sedimentan en el fondo de la caldera al evaporarse el agua. Esta purga es muy importante, ya que evita el recalentamiento de las partes más bajas de la caldera y permite disminuir la concentración de sólidos en suspensión.

En instalaciones de presión moderada existen dos válvulas que nos permiten realizarla: una válvula de apertura rápida y una de cierre lento. El procedimiento para realizar esta purga es el siguiente:

- 1) Subir el nivel del agua en la caldera a medio cristal.

- 2) Abrir primero la válvula de apertura rápida, después la de cierre lento.

Frecuencia.- La norma UNE-9075 indica los límites recomendables en las características del agua en el interior de las calderas. La Fig. 3.29 indica estos valores tanto en calderas, tubos de agua, así como tubos de humo, en función de la presión.

FIG. 3.29: NORMAS UNE-9075 SOBRE LÍMITES EN LAS CARACTERÍSTICAS DEL AGUA EN EL INTERIOR DE LAS CALDERAS

Tipo de caldera	Presión kg/cm ²	Salinidad Total en CaCO ₃ (mg/l)	Silice en SiO ₂ (mg/l)	Sólidos en suspensión (mg/l)	Cloruros en Cl (mg/l)
TUBOS DE AGUA (ACUOTUBULARES)	0-20	3,500	100	300	2,000
	20-30	3,000	75	250	1,500
	30-40	2,500	50	150	1,000
	40-50	2,000	40	100	800
	50-60	1,500	30	60	650
	60-70	1,250	25	40	500
	70-100	1,000	15	20	350
TUBOS DE HUMO (PIROTUBULARES)	0-15	7,000	100	300	3,000
	15-25	4,500	75	300	2,000

Con estos valores y los resultados de los análisis del agua que realice el Ing. Químico de la planta, establecerá la frecuencia de esta purga.

Cuando no se cuenta con estos análisis, lo cual no es deseable, se recomienda hacer la purga cada 8 horas como mínimo, para prevenir problemas en la operación del sistema de vapor.

En calderas de alta presión, cuyo vapor se utiliza fundamentalmente en turbinas, el problema principal no son los sólidos disueltos totales sino, el contenido de SiO₂. El motivo radica en que el silice disuelto en el agua busca

un equilibrio electroquímico con el sílice del vapor, de tal forma que a mayores presiones es mayor el contenido porcentual del sílice en el vapor

Este elemento se elimina con productos químicos y con las purgas de fondo y superficie.

Purga de Superficie

La purga de superficie también llamada "continua", es el mecanismo empleado para eliminar sustancias en suspensión, tales como espumas, grasas o basura presentes en la superficie libre del agua frente a la cámara de vapor

Para lograr esta purga solo se requiere sumergir de 2 a 3 cm por debajo del nivel libre del agua un tubo enflautado (perforado) con una salida hacia el drenaje o algún sistema de recuperación de calor, controlando esta purga con una válvula medidora que permanece abierta lo suficiente durante todo el tiempo de operación de la caldera.

Frecuencia.- Ininterrumpida (constante)

Purga de Cristal de Nivel

Por disposición de la Secretaria del Trabajo y Previsión Social, todas calderas cuentan con una "mirilla" del nivel del agua dentro de la caldera, llamada "cristal de nivel"

Este tubo de cristal se tapa o incrusta con los lodos de la caldera, falseando su nivel, por lo que es necesario purgarlo. Para hacerlo, el fabricante incluye una válvula en su diseño.

Frecuencia.- Esta purga se debe realizar cada vez que se arranque el equipo, en cambios de turno y al mismo tiempo que la purga de columna (con asiento en los registros o bitácoras).

Purga de Columna

Esta purga se realiza, obviamente en equipos que cuenten con una columna de agua que se encargue de mantener el nivel del agua dentro de la caldera

La columna de agua es un depósito donde se acumulan los lodos

La purga se realiza por medio de una válvula localizada en el fondo de la columna.

Frecuencia.- La misma que para la purga de fondo

Purga de Instrumentos

Todos los instrumentos conectados a líneas o venas de vapor corren el riesgo de quedar obstruidos por incrustación, por lo que se hace necesario pagar los conductos donde se insertan. Esta purga se realiza por medio de una válvula localizada al final de la línea de instrumentos o aflojando estos lo suficiente para liberar vapor.

Frecuencia.- Esta purga se debe realizar cuando la caldera cuente con presión, 1 vez al mes.

Venteo

Esta purga de venteo consiste en liberar el aire atrapado en el domo superior, y conductos de vapor cuando el sistema empieza su operación.

La presencia de aire en líneas e incluso en la caldera, producirá golpes, oleajes y ruido, que pueden dañar los equipos instalados.

Esta purga se realiza abriendo las válvulas localizadas convenientemente en la caldera o en las líneas de vapor.

Frecuencia.- Esta purga se debe realizar cada vez que comience la operación de la caldera, si es que en dicho momento la presión manométrica es cero.

3.9 VALVULA DE SEGURIDAD

3.9.1 CLASIFICACION DE LAS VALVULAS DE SEGURIDAD

Una válvula de seguridad tiene como función liberar el excedente de presión o energía del recipiente donde se encuentra instalada, siendo la capacidad de desfogue requerida equivalente a la capacidad de generación del equipo. Las válvulas de seguridad, se clasifican básicamente, en:

- a) Válvula de alivio, la cual abre proporcionalmente en respuesta al incremento de presión que se presente corriente arriba de ella.
Este tipo de válvula se utiliza para líquidos.
- b) Válvula de seguridad propiamente dicha, caracterizada por abrir completamente en forma rápida.
Este tipo de válvula se emplean para vapor o aire.

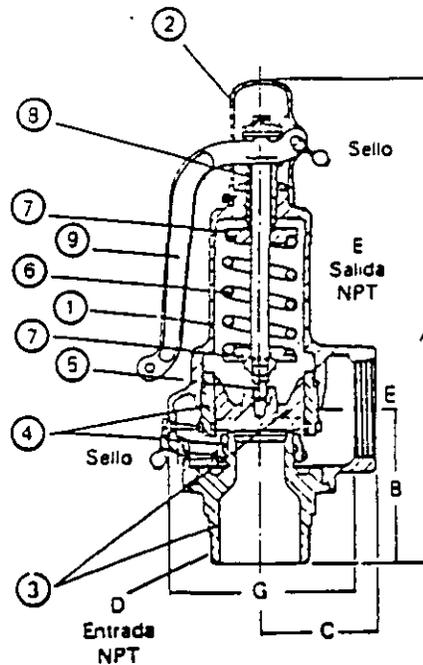
Las válvulas de seguridad se localizan instaladas en la parte superior de la caldera de vapor (domo superior).

Las válvulas de alivio también están colocadas en la parte superior, pero de calderas que producen agua caliente; su descarga puede estar conectada a un tanque de expansión para producir vapor instantáneo aprovechando cambio de presión.

Se debe tener mucho cuidado en la calibración de cualquiera de los dos tipos de válvula, ya que una presión de ajuste arriba de la necesaria permitiría, en un momento dado, que la caldera trabaje a presión mayor de la debida, con los consiguientes riesgos operacionales, en tanto que, una presión de ajuste inferior a la requerida ocasionaría que las válvulas abrieran con demasiada frecuencia, ocasionando desperdicios de energía.

FIG. 3.33: VALVULA DE SEGURIDAD

PARTE	MATERIAL
1 Bonete	Bronce
2 Casquillo	Bronce
3 Base y disco	Bronce
4 Anillos de ajuste	Bronce
5 Vástago	Acero al carbón
6 Resorte	Acero al carbon
7 Roldanas	Latón
8 Tornillos de compresión	Latón
9 Palanca	Bronce



PARTES COMPONENTES DE UN GENERADOR DE VAPOR

3.9.2 *NORMATIVIDAD PARA INSTALACION DE VALVULAS DE SEGURIDAD*

La instalación de las válvulas de seguridad y alivio, así como su selección y cálculo, están normadas en los artículos 43, 44, 45, 46, 47, 48 y 108, del Reglamento para Inspección de Generadores de Vapor y Recipientes Sujetos a Presión, de la Secretaría del Trabajo, mismos que se transcriben a continuación:

Artículo 43° Válvulas de Seguridad

Todo generador, cuya superficie de calefacción sea menor de cincuenta metros cuadrados, o que su capacidad evaporativa sea hasta de mil kilogramos de agua por hora, tendrá una válvula de seguridad.

Cuando su superficie de calefacción o capacidad evaporativa sea mayor que los valores indicados anteriormente, tendrá dos o más válvulas de seguridad.

Todo recipiente sujeto a presión deberá tener las válvulas necesarias para su seguridad, debidamente calculadas.

Artículo 44° Tipo de Válvulas de Seguridad Permitido

Sólo se permitirá el empleo de válvulas de seguridad del tipo "Resorte" de carga directa. Queda prohibido el empleo de válvulas de seguridad llamadas de "palanca" y "Peso directo".

Artículo 45° Ajuste

Una o más válvulas de seguridad del generador se ajustarán a la presión máxima de trabajo permitida, pudiéndose ajustar el resto de ellas dentro de un tres por ciento en exceso, para cada una sin que la suma de por cientos de exceso en el ajuste de todas ellas exceda del diez por ciento de la presión máxima de trabajo permitida.

Artículo 46° Capacidad

La capacidad máxima de descarga de una válvula de seguridad deberá determinarse a una presión de tres por ciento mayor a la que tenga de ajuste, con una diferencia entre presiones de apertura y de cierre no mayor de cuatro por ciento de la de ajuste, no debiendo ser esa diferencia, en ningún caso, menor de ciento cuarenta y un gramos por centímetro cuadrado

El diámetro de la válvula o válvulas de seguridad se calculará de acuerdo con la fórmula señalada en el artículo 108.

Artículo 47° Instalación

La instalación de las válvulas de seguridad en los generadores deberá llenar los requisitos siguientes:

1. Todo generador deberá tener conexiones apropiadas para la válvula o válvulas de seguridad requeridas, independientemente de cualquiera otra conexión de vapor, debiendo ser el área del orificio igual al área o la suma de las áreas de la válvula o válvulas que de él dependan.
2. Las válvulas de seguridad deberán colocarse lo más cerca posible del generador y, en ningún caso, se permitirá que haya válvulas de cierre entre ambos, ni tampoco en el tubo de descarga de las mismas a la atmósfera.
3. Cuando se usen tubos de descarga, éstos deberán tener un área no menor que la de la válvula y estarán equipados con dispositivos de desagüe para evitar que el agua se acumule en la parte superior de la válvula.
4. Cuando se coloque un codo en el tubo de descarga de la válvula se pondrá cerca de ésta, debiendo estar el tubo fijamente sostenido.
5. Si se usa un silenciador en la válvula, el área de salida deberá ser lo suficientemente amplia para evitar que la contrapresión entorpezca la operación o disminuya la capacidad de descarga. Además estará

construido de manera de evitar que se obstruya la salida del vapor, depósitos o desprendimientos de sus partes constitutivas.

6. La descarga de la válvula o válvulas de seguridad deberá hacerse siempre fuera de las plataformas o andamios de trabajo de los generadores.

Artículo 48° Válvulas de Seguridad de Recalentadores

Dentro de la capacidad de descarga de la válvula o válvulas de seguridad de todo recalentador, unido a su generador, deberá estar incluida la de las válvulas de seguridad del generador, siempre que no haya válvulas intermedias entre la de seguridad del recalentador y la del generador, y siempre también que la capacidad de descarga de la válvula o válvulas de seguridad del generador sea por lo menos de setenta y cinco por ciento de la capacidad total requerida.

Artículo 108° Diámetro de las Válvulas de Seguridad

El diámetro de las válvulas de seguridad se determina por la siguiente ecuación:

$$D = 26 \sqrt{\frac{H}{0.59 + P}} \quad (3.16)$$

Donde:

H	Superficie de calefacción en m ²
P	Presión de máxima del trabajo, kg/cm ²
0.59 y 26	Constantes de ajuste de unidades
D	Diámetro, mm

Nota: El diámetro calculado por esta fórmula puede ser sustituido por más de una válvula, siempre y cuando la suma de las AREAS de estas sea igual a la del diámetro calculado."

OTRAS PARTES Y ACCESORIOS

Además de los equipos y componentes mencionados anteriormente, la caldera requiere de otras partes y accesorios para poder hacerla funcional; entre estas partes y accesorios, se encuentran las siguientes:

- A. Mirillas de observación y registros de inspección.
- B. Cristales de nivel que muestran el nivel del agua en el domo.
- C. Grifos de prueba que sirven para probar los niveles de agua.
- D. Válvulas de diversos tipos requeridos para purgas, venteos, paro, aislamiento, control, etc.
- E. Instrumentos de diversos tipos para medición, control y regulación de diversos factores, así como protección de la caldera y sus diversos componentes.
- F. Tomas para muestreo e instrumentos.
- G. Cámara de TV para observación de los fuegos en el hogar.
- H. Purgas y venteos.- A lo largo de la tubería y colectores de las calderas se prevén válvulas de purgas o drenajes y venteos.

Las válvulas de purgas en las calderas se usan para los siguientes propósitos:

- * Drenaje de la caldera.
- * Bajar el nivel de agua.
- * Remover el exceso de químicos y lodos precipitados del agua de la caldera.
- * Eliminar el agua que se condensa en las zonas que en funcionamiento normal son recorridas por vapor.
- * Asegurar la circulación del fluido refrigerante (vapor) en sobrecalentadores durante los arranques en que todavía no se establece el suministro normal de vapor.

Las válvulas de venteo se instalan en donde se prevee la formación de bolsas de aire en el circuito agua-vapor y que tienen los siguientes inconvenientes (las bolsas de aire):

- * Reducción en la capacidad de cambio de calor en las zonas de utilización.
- * Ruidos en el circuito.
- * Disturbios en la circulación regular del agua.

Las purgas y venteos en un generador de vapor se proveen con una válvula en un generador de vapor se proveen con una válvula interceptora en la raíz y de una válvula de maniobra. La forma de la válvula, la naturaleza del material, los elementos internos y de maniobra se estudian en relación al tipo de fluido, a la presión, a la temperatura y al sistema.

CIRCULACIÓN DEL AGUA EN LA CALDERA

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Para la producción continua de vapor en el sistema hervidor, es necesario una circulación constante en las paredes, pantallas, bancos, cabezales y tubos para que el vapor formado en las paredes de tubos y elementos hervidores sea reemplazado con nuevas cantidades de agua que a su vez se evaporará.

La circulación de agua puede ser natural o forzada. En todos los casos la cifra que caracteriza la circulación es un coeficiente de recirculación "n" definido para cada tubo o ensamble de tubos con la relación entre flujo de agua introducido W y el flujo de vapor producido W_v en la siguiente forma:

$$n = \frac{W}{W_v}$$

En los casos de calderas de circulación forzada o de un paso, el agua introducida en la caldera es integralmente vaporizada en tal forma que el coeficiente de recirculación es $n = 1(Y/1)$ constituye evidentemente el valor más pequeño que puede tener este coeficiente.

En el caso de calderas de circulación controlada, una bomba de recirculación asegura el flujo de agua en el circuito en el sistema hervidor-domo separador con un coeficiente de recirculación a la carga nominal "n" que varía de 4 a 12, pero con valores más usuales de 8 a 10.

El problema más complicado es cuando la circulación de la caldera se provee en forma natural, es decir, con circulación natural; en este caso el flujo de agua introducida en cada tubo no está asegurada por medio de una bomba, sino que se hace por diferencia de presión que se origina a causa del calentamiento más fuerte de una rama del circuito y en consecuencia el coeficiente de circulación es desconocido. Cuando éste no se verifica por un cálculo adecuado hidrodinámico puede ocurrir que en algunos tubos aparezca falta de circulación y que se produzca sobrecalentamiento local de vapor seguido por una degradación térmica del material de los tubos. El coeficiente de recirculación normal en las calderas de circulación natural es de 10 a 40 y en algunos casos en calderas pequeñas puede alcanzar cifras de 100 a 400. El sistema más simple de circulación natural es el formado por dos tubos unidos a un tambor en la parte superior como el mostrado en la Fig. 1. Al tubo descendente llega un flujo de calor menor que al tubo elevador (en el caso de que el domo se coloque fuera del paso de los gases no va a llegar flujo de calor al tubo descendente); debido a la mezcla de agua de vapor formado en la columna (1) el peso específico P_1 del fluido en esta columna va a ser menor que el peso específico P_2 del fluido de la columna (2) y en consecuencia en el punto de unión (3) la columna (1) va ejercer una presión estática menor que la ejercida por la columna (2). La diferencia entre las dos presiones estáticas es el elemento que propicia la circulación y la velocidad de circulación se va a establecer con los valores de

la caída de presión dinámica debida a la circulación cuando sea igual a la diferencia de presión estática más arriba.

TIPOS DE CIRCUITOS AGUA-VAPOR

Los diferentes tipos de circuitos de agua-vapor, que se han desarrollado en las calderas, tienen el objetivo de asegurar una circulación eficiente de la mezcla agua-vapor, en los tubos evaporadores siendo éste, un problema de importancia fundamental en el diseño de los generadores de vapor; la circulación insuficiente en un tubo, crea un estancamiento o paralización de las burbujas de vapor sobre la superficie interna con el consecuente aumento de la temperatura de metal. Esto, además provoca el depósito en esa zona, de los óxidos que inevitablemente se transportan a la caldera.

Los óxidos, tienden a depositarse en la zona de estancamiento del vapor y en las zonas de mayor evaporación, dando inicio al fenómeno de corrosión e incrustación y por tanto, en breve tiempo el sobrecalentamiento del metal y a continuación la rotura del tubo.

Si la circulación es particularmente ineficiente, se tiene el riesgo de una fuerte disminución del coeficiente de transferencia de calor en la superficie interna del tubo y agua, con relación al de diseño y como el tubo está expuesto a la flama, se alcanzan temperaturas prohibitivas para la misma vida del tubo.

El análisis de todos los factores que influyen la circulación es complejo y las soluciones adoptadas para su perfeccionamiento en el diseño de calderas son sustancialmente diferentes y pueden agruparse en cuatro tipos principales:

- * Circulación natural.
- * Circulación controlada.
- * Circulación forzada.
- * Circulación combinada.

Enseguida, se hace una breve discusión de estos cuatro tipos de circulación.

CIRCULACIÓN NATURAL

Este tipo de circulación, es el que ha sido descrito en la sección anterior.

CIRCULACIÓN CONTROLADA

En las calderas que funcionan a presión elevada (más de 150 kg/cm²), es muy difícil realizar la circulación natural, puesto que a esas presiones se reduce la diferencia de peso específico entre el agua y el vapor que constituye el "motor" de la circulación, aumentando el peligro de que alguna parte de la caldera no tenga circulación, con las consecuencias de sobrecalentamiento y rotura de tubos.

Aunque en teoría, se puede obtener circulación natural hasta unos 200 kg/cm² de presión, con tubos de bajas pérdidas de carga por fricción, únicamente se podría obtener una relación de circulación (flujo de agua, flujo de vapor producido) de 6, contra una relación mínima de 8 requerida por seguridad, en virtud de que existen muchas condiciones de funcionamiento real, que se apartan de las condiciones ideales de diseño.

Para resolver el problema anterior, se refuerza el mecanismo de circulación, instalando una o más bombas en el circuito de vaporización, y de esta forma se asegura que se le imprime al agua, la presión necesaria para vencer la resistencia del sistema de tuberías, asegurando la circulación constante del fluido y evitando el peligro de sobrecalentamiento. A la bomba se le denomina bomba de circulación de la caldera (BCC) y al sistema de circulación, "circulación controlada".

La instalación de la bomba se efectúa en los tubos de bajada (down corners) del domo superior, que van a los colectores de alimentación del esquema de vaporización, mediante un cabezal de succión de las bombas.

El refuerzo requerido de la bomba, es solamente el necesario para sustituir el de la circulación natural y vencer la resistencia del circuito, es decir, se trata de valores del orden de 2.5 a 3.5 atmósferas, siendo suficiente un solo impulsor de bomba centrífuga.

La fabricación de esta bomba, debe ser muy precisa, para garantizar una alta disponibilidad en las condiciones del medio de alta presión y temperatura; el motor eléctrico está sumergido en el agua a la misma presión de la bomba, únicamente aislado (de la bomba) por medio de un manguito largo sobre el eje. El motor eléctrico tiene un circuito de enfriamiento, para evitar daños al aislamiento que soporta como máximo unos 80°C; en la flecha tiene un impulsor auxiliar para la circulación del agua de enfriamiento hacia el motor y a un cambiador de calor de superficie externo.

Las ventajas de la circulación controlada, son principalmente las siguientes:

- * Al poder admitir en el circuito de vaporización una caída de presión, puede reducirse el diámetro de la tubería, que a igualdad de condiciones de operación, representa un espesor menor; la reducción de materiales significa una notable reducción de costos de fabricación.
- * Se puede obtener una protección sin riesgo con una relación de circulación de 4; se puede disponer mediante orificios calibrados del gasto óptimo a cada tubo, con relación al calor que absorbe y al trayecto que sigue.
- * La circulación activa, asegura una buena uniformidad en las temperaturas de los tubos, siendo posible la construcción de paredes de tubos soldados sin el peligro de tensiones anormales debidas a excesiva diferencia de temperatura en tubos adyacentes.

- * La circulación, es independiente del desarrollo de la combustión, y por lo tanto, se asegura también durante los arranques y los paros de la caldera.

Entre las desventajas de la circulación controlada, que es necesario considerar, están las siguientes:

- * Un trabajo más preciso en la fabricación de los tubos, en función del menor espesor.
- * La inclusión de la bomba, representa no sólo un aumento en el costo inicial, sino también un mayor costo de operación, debido al consumo de energía eléctrica.
- * Mayor indisponibilidad parcial o total de la caldera, en caso de trabajos o mantenimiento de la bomba.

En un generador de vapor, el proceso de combustión radia calor en forma no uniforme a las paredes de los tubos del hogar, por lo que algunas áreas reciben más calor que otras creando regiones que tienen puntos desviados del patrón de flujos de calor. Condiciones temporales variables de operación debidas a rápidos cambios de carga crean variaciones en la transferencia de calor y en los requerimientos de circulación de agua.

En las calderas de circulación natural, si la variación de los puntos de flujo de calor excede la habilidad del agua en los tubos del hogar de absorber calor, entonces aparece una condición que causa el despegue de la Ebullición nucleada (DEN); bajo esta condición se forma una película de vapor contra la pared del tubo que evita que el agua alcance la superficie del tubo y lo enfríe, incrementando pronunciadamente la temperatura del metal del tubo que provocará que eventualmente falle el tubo, según la figura siguiente.

El DEN es una función compleja de la presión, la unidad del vapor y la de velocidad de masa.

Para resolver el problema anterior, existen dos tecnologías utilizadas por los principales fabricantes de calderas:

- * Utilización de bombas de circulación en la caldera para incrementar la relación de circulación y lograr el enfriamiento de los tubos.
- * Empleo de tubos helicoidalmente en la pared interior para generar un flujo centrífugo en el interior del tubo; esta acción centrífuga fuerza al agua contra la superficie del tubo para evitar la formación de la película de vapor y el DEN resultante.
- * Estos tubos estriados, mantienen la ebullición nucleada a calidades de vapor más altas y a menores velocidades de masa que los tubos lisos.

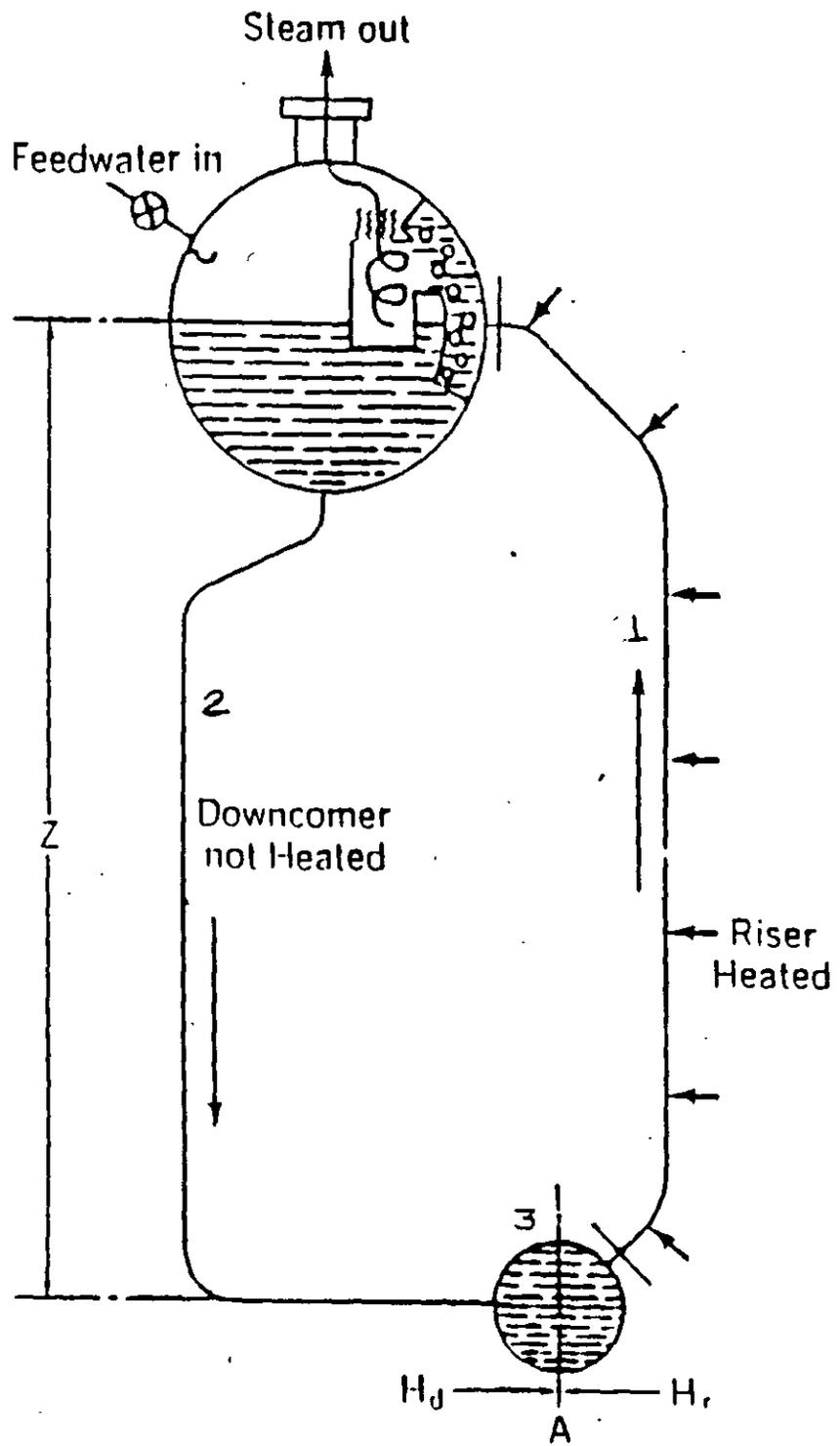


Fig. 1 Simple natural-circulation circuit (diagrammatic) including primary steam separator in drum.

0 9-7

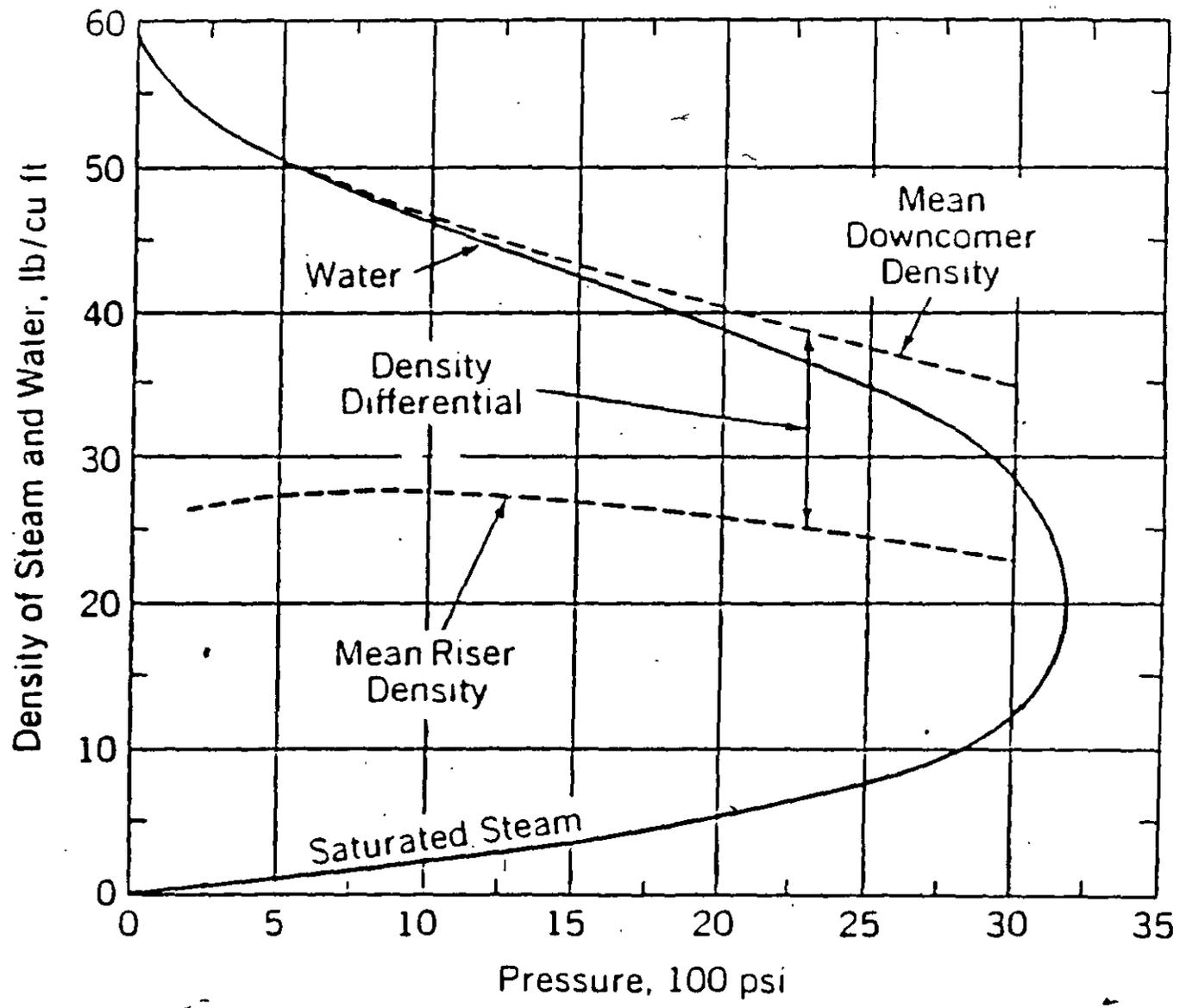


Fig. 2. Effect of pressure on density in downcomers and risers

bb

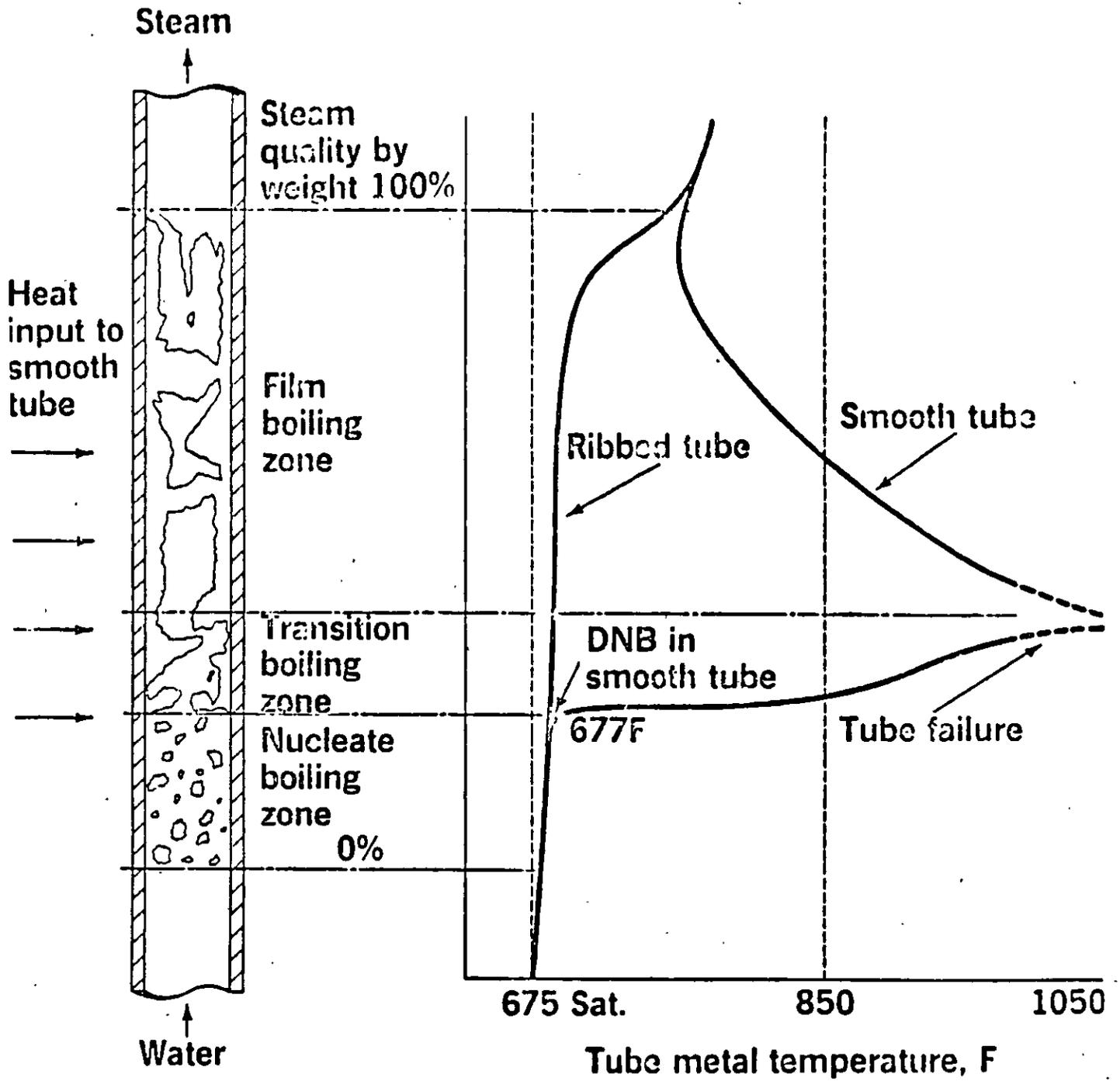


FIG. 3. Furnace smooth tube failure related to DNB

P50-93-1019

C-7 61

TABLA No 1
TIPOS BASICOS DE ESPECIFICACION

	ESPECIFICACION DE DISEÑO DETALLADO	ESPECIFICACION DE COMPORTAMIENTO
ALCANCE	Se le indica al fabricante o vendedor que hacer y como hacerlo	Se le indica al fabricante o vendedor que características o atributos se requieren del producto final, dejándolo en libertad de seleccionar los detalles.
RESPONSABILIDAD DEL RESULTADO	Normalmente recae sobre el solicitante	Completa sobre el Fabricante o vendedor
CALIFICACION Y CUALIDADES DEL FABRICANTE	Se aceptan fabricantes poco experimentados, pero se necesitan ingenieros solicitantes expertos	Se canaliza a fabricantes con un buen historial de experiencia y comportamiento
COSTOS	Generalmente resulta mas costoso, pero pueden ser analizadas y separadas muchas partidas de producto, de linea	Es mas difícil separar partidas y se limita la capacidad de analizar los costos parciales del fabricante.
VIGILANCIA Y SUPERVISION DE PROGRAMAS Y DE SUBCONTRATISTAS	Relativamente facil de vigilar	Se dificulta y frecuentemente se detecta un problema cuando es tarde para tomar acciones correctivas
INTERACCIONES	Se requiere una extensa coordinacion es el mejor camino cuando las interacciones son significativas.	Es el mejor camino si las interacciones estan limitadas o no son determinantes.

101

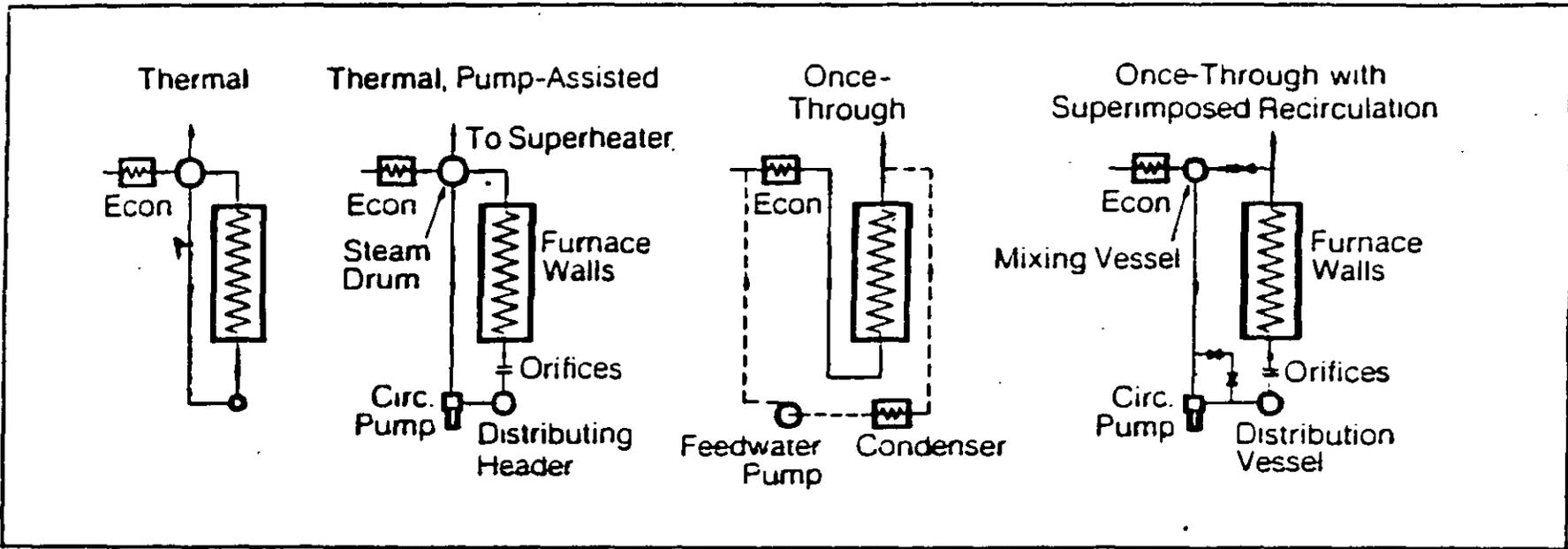


Fig. 4 Steam-generator circulation systems

68

102

CAPITULO 5

CONSUMO DE ENERGIA TERMICA

5.1 SISTEMAS DE VAPOR

Al examinar cualquier sistema de vapor a detalle, es necesario definir las partes principales que lo forman, con lo cual se puede estimar la eficiencia total del mismo y comprender la importancia de elevarla.

Un sistema de vapor incluye las siguientes partes:

- **Caldera o generador de vapor.** Equipo que produce vapor, saturado o sobrecalentado, quemando algún o varios tipos de combustibles.
- **Tuberías de distribución.** Conductos que permiten transportar el vapor producido en la caldera o generador, hasta los puntos en los que será utilizado. Dependiendo del servicio que se desea suministrar con el vapor, las tuberías de distribución requieren para su operación, tales como: válvulas de control, separadores de humedad, acondicionadores de vapor, sistemas de drenado para la eliminación de condensados formado en las tuberías, instrumentos de medición y control y aislamiento térmico para evitar las pérdidas de calor.
- **Sistemas de retorno de condensados.** Estos sistemas comprenden las tuberías de drenado desde los equipos consumidores de vapor, hasta las tuberías de recolección que los conducen al tanque de

almacenamiento, así como los equipos de tratamiento adecuados para hacer que los condensados recuperados puedan ser usados nuevamente en la producción de vapor. Un sistema típico es: compuesto de trampas de vapor, válvulas de control, sistemas de bombeo, instrumentación, tanques de almacenamiento y aislamiento térmico.

- **Equipos consumidores de vapor.** Son los equipos en donde el vapor es utilizado como medio de calentamiento, como agente químico, para producir trabajo o para generar indirectamente electricidad.

5.1.1 EFICIENCIA DE LA CALDERA O GENERADOR

El cálculo de la eficiencia en la generación de vapor se puede realizar por métodos directos o indirectos.

El método directo se basa en la definición de eficiencia, "energía utilizada para generar vapor, o sea, la diferencia de entalpías entre el agua de alimentación y el vapor producido multiplicada por la cantidad producida, dividida entre el poder calorífico de combustible multiplicado por el consumo.

El método indirecto evalúa la eficiencia mediante el análisis de las pérdidas de energía que se presentan en la caldera. Estas son debidas al calor de los gases de escape, pérdidas por radiación y convección desde las paredes del equipo hacia la atmósfera, pérdidas por purgas y pérdidas por combustión fuera de los niveles óptimos. Para obtener la eficiencia, cada una de estas pérdidas deben ser evaluadas utilizando equipo e instrumentación adecuado

$$\eta = 100\% - \sum (\text{pérdidas}) \quad (5.1)$$

5.1.2 EFICIENCIA DE LAS TUBERIAS DE DISTRIBUCION

Similarmente, puede evaluarse la eficiencia de esta parte del sistema directa o indirectamente.

El método directo consiste en medir la energía que llega hasta los usuarios dividida entre la energía de entrada al sistema de distribución.

$$\eta_{\text{dist}} = \frac{\sum_{i=1}^n w_i h_i}{w_v h_v} \quad (5.2)$$

Donde:

- i = Es el punto de llegada a cada usuario de vapor
- v = El punto de entrada del cabezal principal de vapor
- w = F flujo, kg/h
- h = Entalpía del vapor, kcal/kg

El método indirecto consiste en medir, de manera análoga, las pérdidas de energía por fugas y mal aislamiento.

5.1.3 EFICIENCIA DEL SISTEMA DE RETORNO DE CONDENSADOS

La eficiencia del sistema de retorno de condensado está en función de la cantidad de condensado que se recupere y se calcula de acuerdo a la energía disponible, dividida entre la energía total del sistema de vapor.

La energía disponible es la suma del calor latente, o entalpía de vaporización, más la entalpía del condensado multiplicado por el porcentaje de condensado que se recupere, por un factor de eficiencia de recolección.

$$\eta_{\text{cond}} = \frac{h_g - h_f(1 - f_c \times f_f)}{h_g} \quad (5.3)$$

Donde:

h_f	=	entalpía del fluido, kcal/kg
h_g	=	entalpía del vapor, kcal/h
f_c	=	condensado recuperado, fracción
f_f	=	eficiencia de recolección, factor

5.1.4 EFICIENCIA DE LOS EQUIPOS CONSUMIDORES

Para medir la eficiencia, el único método utilizado es el de restar al 100% cada una de las pérdidas evaluadas, como pueden ser fugas y pérdidas.

5.1.5 EFICIENCIA TOTAL DEL SISTEMA

La eficiencia total de un sistema se define como la relación de energía aprovechada entre la energía proporcionada por el combustible al sistema.

Tanto en las calderas como en las tuberías de distribución, existen pérdidas térmicas que reducen la cantidad de energía útil disponible que disminuyen la eficiencia total del sistema.

La Fig. 5.1 muestra en forma esquemática el balance general de energía para un sistema de vapor.

Ejemplo 1

Supóngase un sistema de vapor saturado que opera a presión absoluta de 10.2 kg/cm^2 . A continuación se muestran algunos valores típicos de pérdidas encontradas en los sistemas de vapor, los que permiten calcular el valor de la eficiencia global del sistema.

Eficiencia de la caldera	
Pérdidas por chimenea:	16%
Pérdidas por radiación/convección:	3%
Pérdidas en la purga:	2%
	total: 21%
Eficiencia de la caldera = $100 - 21$.	79%

CONSUMO DE ENERGIA TERMICA

Eficiencia de las tuberías de distribución

Fugas + pérdidas de calor en las tuberías: 8%

Eficiencia de las tuberías = $100 - 8$ 92%**Eficiencia del usuario**

La eficiencia del usuario representa el porcentaje de la energía del vapor que está disponible. Suponiendo que el condensado es obtenido a la temperatura de saturación, pero éste no se recupera se tendrá:

De tablas de vapor:

entalpía de vapor saturado a $10.2 \text{ kg/cm}^2 = 663.23 \text{ kcal/kg}$ entalpía de condensado a $10.2 \text{ kg/cm}^2 = 182.04 \text{ kcal/kg}$ entalpía de vaporización = $663.23 - 182.04 = 481.18 \text{ kcal/kg}$

Porcentaje de energía disponible:

$$\frac{481.18 \text{ kcal/kg}}{663.23 \text{ kcal/kg}} \times 100 = 72.5\%$$

Pérdidas de calor de equipos de proceso

Suponiendo que las pérdidas de calor en los equipos de proceso son de aproximadamente 3%, la eficiencia de este grupo será de 97%

Eficiencia total del sistema sin recuperación de condensados

La eficiencia global del sistema es, tomando en cuenta los valores anteriores:

$$(0.79 \times 0.92 \times 0.725 \times 0.97) \times 100 = 51\%$$

Lo que significa que casi la mitad de la energía que proporciona el combustible quemado en la caldera se pierde, y que la otra mitad es la que se aprovecha realmente. Esto es típico de la mayoría de las instalaciones.

5.2 ACCIONES PARA MEJORAR LA EFICIENCIA TOTAL DEL SISTEMA DE VAPOR

Haciendo pequeñas acciones encaminadas a mejorar la eficiencia en cada punto del sistema, se puede lograr un aumento significativo en la eficiencia global del sistema. Si por ejemplo, al sistema anteriormente descrito se le aplica un sistema de control de operación, se evitan fugas de vapor, se mejora el aislamiento y se recupera energía de condensados, se tendría como resultado:

Eficiencia de la caldera

Pérdidas por chimenea:	14%
Pérdidas por radiación/convección:	2%
Pérdidas en la purga:	1%
	total: 17%
Eficiencia de la caldera = 100 - 17	83%

Eficiencia de las tuberías de distribución

Fugas + pérdidas de calor en las tuberías:	5%
Eficiencia de las tuberías = 100 - 5	95%

Eficiencia del retorno de condensados

Considerando el porcentaje de la energía del vapor disponible con la mitad de la energía del condensado recuperado para volver a producir vapor, se tendrá:

De tablas de vapor:

$$\text{entalpía de vapor saturado a } 10.2 \text{ kg/cm}^2 = 663.23 \text{ kcal/kg}$$

Suponiendo que la mitad de la energía del condensado es recuperada ($f_c=0.5$), la entalpía del condensado recuperable será:

$$\text{entalpía de condensado a } 10.2 \text{ kg/cm}^2 = 182.04 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{entalpía condensado recuperado} = 182.04 \times 0.5 = 91.02 \text{ kcal/kg}$$

Considerando un factor de recuperación de 0.9, se tiene:

$$\text{energía neta recuperada} = 91.02 \times 0.9 = 81.92 \text{ kcal/kg}$$

La disponibilidad será:

$$\frac{663.23 - 81.92}{663.23} \times 100 = 87\%$$

Pérdidas de calor en los equipos

Si éstas son reducidas de 3 a 2%, la eficiencia será de 98%

Eficiencia total del sistema con recuperación de condensados

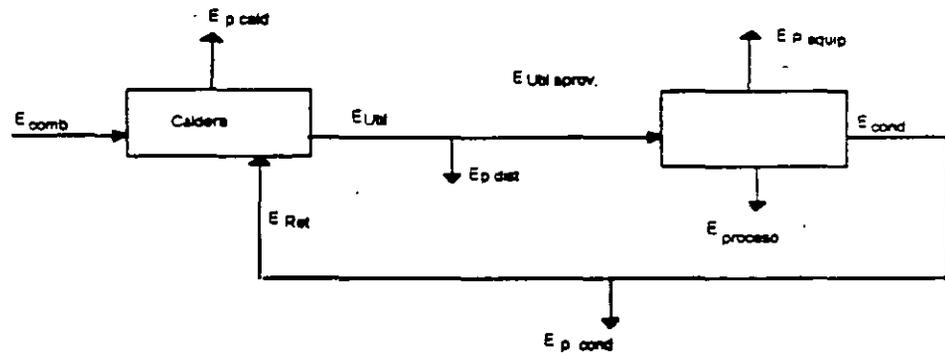
La eficiencia global del sistema es, tomando en cuenta los valores anteriores:

$$(0.83 \times 0.95 \times 0.87 \times 0.98) \times 100 = 67\%$$

El ahorro de combustible que resulta de la combinación de las acciones de ahorros de energía descritas será:

$$\left[1 - \frac{0.51}{0.67} \right] \times 100 = 24\%$$

FIG. 5.1: BALANCE GENERAL DE ENERGIA. SISTEMA DE VAPOR



$$\begin{aligned} E_{comb} + E_{Ret} &= E_{Util} + E_{p.cald} \\ E_{Util} &= E_{Aprov.} + E_{p.Dist} \\ E_{Aprov.} &= E_{proceso} + E_{p.equip} + E_{cond} \\ E_{cond} &= E_{Ret} + E_{p.cond} \end{aligned}$$

5.3 COSTO DEL VAPOR

Los conceptos anteriores demostraron que las pérdidas del sistema aumentan el costo de generación de una tonelada de vapor. El costo también depende de la temperatura y presión del vapor generado, así como de la temperatura del agua de alimentación. En este caso, el costo unitario de vapor se determina de manera sencilla utilizando la siguiente ecuación:

$$C_v = \frac{(h_g - h_a) \times C_c}{PCI \times \eta} \quad (5.4)$$

Donde:

- C_v = costo unitario del vapor en NS/kg de vapor
- h_g = entalpía del vapor en kcal/kg
- h_a = entalpía del agua de alimentación en kcal/kg
- PCI = poder calorífico inferior del combustible
- η = eficiencia de la caldera en % (basado en el PCI)
- C_c = costo unitario del combustible en NS/kg de combustible

Ejemplo 2

Se genera vapor saturado a 10.2 kg/cm² quemando combustóleo. La temperatura del agua de alimentación es de 85°C y la eficiencia de la caldera es de 75%. El poder calorífico del combustible es de 10,162 kcal/kg y tiene un precio de NS 0.24/kg. ¿Cuál es el costo de una tonelada de vapor?

De tablas de vapor:

- entalpía de vapor saturado a 10.2 kg/cm² = 663.23 kcal/kg
- entalpía del agua de alimentación a 85°C = 85.03 kcal/kg
- base de producción 1 ton = 1000 kg
- poder calorífico: 10,162 kcal/kg
- eficiencia de la caldera: 75%
- costo del combustible: NS 0.24/kg

sustituyendo en la fórmula

OPERACIÓN DE CÓDIGO

SECCIÓN I.- PANORAMA GENERAL

Para familiarizarse con la Sección I, se recomienda empezar por el principio para saber que es lo que contiene. La primera parte abarca un bosquejo de todo el "Código para calderas y recipientes a presión", una introducción, el establecimiento de políticas, las listas de comités y sus miembros, una tabla de contenido y un preámbulo. Después de este último están las reglas del Código divididas en varias partes y al final se encuentra un apéndice, muestras de forma y guías de reporte, factores de conversión al Sistema Internacional de Unidades y finalmente un índice". Aun cuando no es necesario conocer todo el contenido del Código para diseñar y construir calderas, sí es conveniente saber cómo opera el Comité al preparar y mantener actualizado el Código, incluyendo todas sus secciones. Se sugiere leer la información que se encuentra al principio de la Sección I hasta el Preámbulo para obtener una visión más amplia de la que podemos cubrir en estas pláticas. Sin embargo, mostraremos cierta información relacionada directamente con la preparación y uso del "Código para calderas de potencia".

COMENTARIOS GENERALES

Antes de empezar a analizar las reglas específicas de la Sección I, es conveniente considerar algunos factores significativos relacionados con el Código de calderas de potencia.

Dado que la Sección I cubre todas las calderas que operan a más de 1 Bar (15 PSI), se puede observar que cubre muy diferentes tamaños y tipos. En ellas se incluyen las calderas paquete igneotubulares más pequeñas, las paquete de tubos de agua; las industriales montadas en campo, y las más grandes para Plantas y Centrales generadoras de energía eléctrica tanto las tipo domo y las de un solo paso (monotubulares o "ONCETHROUGH"). Estas últimas pudiendo operar a presiones mayores 350 kg/cm^2 (5000 psi) con temperaturas de vapor del orden de 650°C (1200°F). A fin de cubrir calderas tan diferentes en tamaños y tipos, y que operan en un rango de presiones tan amplio, es necesario que las reglas sean generales.

El Código dicta reglas y requisitos mínimos para el diseño y fabricación de calderas, pero siempre en función de seguridad; por lo tanto, no es un código que permita diseñar en base a él exclusivamente, una caldera. De ahí, que el diseñador y el fabricante tengan la responsabilidad de proporcionar una caldera que suministre la cantidad de vapor a las condiciones de presión y temperatura deseadas, con un mínimo de problemas de operación o mantenimiento y con la certeza de que es totalmente segura. Debido a esto, el fabricante debe cumplir con las reglas y tanto el inspector autorizado, como el propio fabricante, deben certificarlo para poder estamparla con sello autorizado por el Código.

- El uso de materiales con propiedades conocidas.
- El empleo de fórmulas y reglas de diseño para establecer un espesor adecuado con un factor de seguridad mínima.
- Uso de métodos de construcción con integridad conocida.
- Uso de accesorios apropiados y válvulas de seguridad.
- Inspección y pruebas durante la fabricación y al completar el ensamble.
- La aplicación de un estampado al completar la caldera para mostrar que se cumplieron las reglas del código.

Conforme se vava revisando la Sección I se verá que estos elementos básicos, los cuales se han refinado de acuerdo al avance en el diseño de calderas y la tecnología de materiales, siguen siendo requisitos fundamentales del Código.

Como el comité del código amplió su alcance y el interés y el apoyo recibidos aumentaron, se vio la necesidad de abarcar otras secciones. En la actualidad se tienen 22 volúmenes que incluyen la mayor expansión desde 1963, en la que se incluyeron, en el alcance del código los componentes para plantas termonucleares.

En nuestra discusión veremos la Sección I y otras secciones del Código a las que se hace referencia, como las Secciones II, V y IX, así como las Secciones ANSI-B-16 para conexiones, bridas y válvulas y ANSI B31.1 para Sistemas de Tuberías de Potencia del Código para tuberías a presión.

se permitían en otra. Esta situación representó un obstáculo tanto para el usuario que quería llevar una caldera de una planta a otra en diferentes áreas, como para el fabricante que quería producir calderas de reserva para después venderlas en diferentes localidades. La inspección para el uso de una caldera fuera del estado o ciudad de fabricación presentó serias dificultades.

Debido a estos problemas, la "Asociación Americana de Fabricantes de Calderas", (American Boiler Manufacture's Association) intentó, sin éxito, elaborar reglas que pudieran usar los fabricantes de todos los estados. Sin embargo, el Coronel E. D. Meir, líder de este esfuerzo, fue elegido Presidente de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) y en 1911 logró convencer al consejo directivo sobre la necesidad de un comité que formulara especificaciones estándar para la construcción de calderas de vapor y otros recipientes a presión y para el cuidado en la operación de los mismos.

Este comité estuvo integrado por siete miembros con las siguientes especialidades:

- Un ingeniero consultor.
- Dos profesores de ingeniería.
- Dos ingenieros empleados por fabricantes de calderas.
- Un ingeniero empleado por un fabricante de materiales.
- Un ingeniero empleado por una compañía aseguradora de calderas.

La conveniencia de una representación más amplia se hizo notar, dando por resultado el nombramiento de un "Comité de Consejo" con representantes de fabricantes de calderas y recipientes a presión, usuarios, diseñadores, fabricantes de materiales y accesorios y compañías aseguradoras. Esta junta pasó más tarde a formar el primer "Comité de Calderas de Código".

El primer "Código de Calderas ASME" se imprimió en 1914, en el que, en la Parte I, la Sección I cubría las calderas de potencia, la Sección II calderas de calentamiento; y la Parte II trataba las instalaciones existentes. El Código ganó rápidamente la aceptación de estados y municipios, esto contribuyó a que las explosiones se redujeran de manera considerable.

Los participantes en la preparación de primer código fueron aquellos representantes de la industria, expertos en los campos de diseño y fabricación de calderas, fabricación de materiales, operación de calderas y el aseguramiento de éstas. El propósito de tener una representación extensa en los comités del código se sigue todavía, y se procura mantener un balance de los intereses afectados, evitando que algún interés personal domine este comité.

Los elementos que proporcionaban la seguridad en el primer código, podrían enumerarse como sigue:

CÓDIGO ASME - SECCIÓN I

CALDERAS DE POTENCIA

INTRODUCCIÓN

En el año de 1914, tuvo su origen la Sección del Código ASME para calderas y recipientes a presión al elaborarse y editarse la primera impresión del Código de Calderas de Potencia por la ASME. A partir de entonces la tecnología de calderas ha tenido avances trascendentales y los generadores de vapor tienen hoy sólo pequeñas semejanzas con aquellos de principios de 1900. Sin embargo, muchos de los conceptos fundamentales y básicos que se usaron en el código original son totalmente válidos en la actualidad. En este curso corto, consideramos brevemente algunos de los hechos históricos del desarrollo del primer código, más adelante revisaremos la Sección I actual para Calderas de Potencia con el fin de conocerla más a fondo y poderla utilizar adecuadamente, para contar así con calderas seguras y confiables.

HECHOS HISTÓRICOS

Las explosiones en calderas se presentaban con bastante frecuencia hacia fines de 1880 y principios de 1900 y en los Estados Unidos, durante el período de 1889 a 1903 murieron cerca de 1200 personas como consecuencia de 1600 explosiones de calderas. En 1905 sucedió una explosión catastrófica en una fábrica de zapatos de Vrocton, Mass, y 58 personas perecieron resultaron heridas y el monto de los daños en propiedades fue de un cuarto de millón de dólares (de entonces).

Esta desgracia junto con otro accidente de mayor cuantía dieron por resultado que en 1907, la Commonwealth de Massachusetts promulgara el primer código legal de reglas para la construcción de calderas.

En un principio, este primer código tuvo solamente tres páginas, pero a intervalos frecuentes se efectuaron revisiones y adiciones, de manera que para fines de 1908 ya se habían impreso seis ediciones.

Otros estados y un número de ciudades donde ocurrieron explosiones de calderas, reconocieron que éstas se podían prevenir por medio de un diseño, construcción, instalación e inspección y seguros apropiados. Como resultado, estos estados y ciudades formularon reglamentos de seguridad para calderas.

En ciertos casos, algunas reglas se contraponían a las de otros estados o ciudades. Durante el año de 1911, New York y Ohio promulgaron leyes similares a las de Massachusetts, siguiendo New Jersey en 1913, Indiana en 1915, Delaware en 1916, Pennsylvania, California, Michigan y Arkansas en 1917, Oklahoma en 1919 y Oregon en 1920.

La carencia de uniformidad en las leyes, trajo como consecuencia una situación caótica, ya que algunos materiales y métodos de construcción que se consideraban seguros en una jurisdicción no

CALDERAS DE POTENCIA

CONTENIDO

Un contenido Detallado Precede a Cada Parte, al Apéndice y a las Formas.

Introducción	vii
Declaraciones de Política	ix
Personal	xi
Personal Comité Calderas AMIME	xxi
Preámbulo	xxiii
Parte PG Requisitos Generales para todos los Métodos de Construcción	1
Parte PW Requisitos para Calderas Fabricadas mediante Soldadura	77
Parte PR Requisitos para Calderas Fabricadas mediante Remachado	113
Parte PWT Requisitos para Calderas Acuotubulares	115
Parte PFT Requisitos para Calderas de Tubos de Humo	121
Parte PFII Requisitos Opcionales para el Calentador de Agua de Alimentación (Cuando se localice Dentro del Alcance de las Reglas de la Sección I)	147
Parte PMB Requisitos para Calderas Miniatura	149
Parte PEB Requisitos para Calderas Eléctricas	155
Parte PVO Requisitos para Generadores Vaporizantes de Fluidos Orgánicos	161
Apéndice I Obligatorio - Preparación de Solicitudes Técnicas para el Comité de Calderas y Recipientes a Presión	167
Apéndice Explicación del Código con Aspectos No Obligatorios a Menos que las Reglas del Código se Refieran Específicamente a ellos	169
Formas y Guías para Reportes de Datos	263
Unidades SI	301
Índice	305

conexiones del recalentador y la turbina u otra fuente motriz, no está dentro del alcance del Código.

Un recipiente a presión en el cual se genera vapor mediante la aplicación del calor que resulta de la combustión de un combustible (sólido, líquido o gaseoso) deberá ser clasificado como caldera de vapor expuesta a fuego.

Los recipientes a presión no expuestos a fuego, en los cuales se genera vapor de agua deberán ser clasificados como calderas de vapor no expuestas a fuego, con las siguientes excepciones:

(a) Los recipientes conocidos como evaporadores o cambiadores de calor.

(b) Los recipientes en los cuales el vapor es generado mediante el uso del calor resultante de la operación de un sistema de proceso que contenga varios recipientes a presión,

tales como los empleados en la industria química y petrolera.

Las calderas de vapor no expuestas a fuego deberán ser construídas bajo las especificaciones de la Sección I o la Sección VIII.

Los tanques de expansión que se requieren en relación con calderas para agua de alta temperatura deberán construirse de acuerdo a los requisitos de la Sección I o Sección VIII.

Un recipiente a presión en el cual un fluido orgánico se vaporiza mediante la aplicación del calor resultante de la combustión de combustible (sólido, líquido o gaseoso) deberá construirse bajo las especificaciones de la Sección I. Los recipientes en los cuales el vapor es generado como consecuencia de la operación de un sistema de proceso que contenga varios recipientes a presión, tales como los empleados en la industria química y petrolera, quedan fuera de las reglas de la Sección I.

PREAMBULO

Este código cubre las reglas para la construcción de calderas de potencia,¹ calderas eléctricas,² calderas miniatura,³ y calderas para agua de alta temperatura,⁴ para usarse en servicio estacionario e incluye aquellas calderas de potencia usadas en servicio locomóvil, portátil y de tracción. La referencia a un párrafo incluye todos los subpárrafos y subdivisiones dentro de ese Párrafo.

El Código no contiene reglas que abarquen la totalidad de detalles de diseño y construcción. Donde no se especifiquen detalles completos se entiende que el fabricante, sujeto a la aceptación del Inspector Autorizado, deberá suministrar detalles de diseño y construcción, los cuales deberán estar, en lo que a seguridad se refiere, a la altura de lo previsto por las reglas del Código.

El alcance de la jurisdicción de la Sección I se aplica a la caldera propiamente dicha y a la tubería externa de la caldera.

Los sobrecalentadores, economizadores y otras partes a presión conectadas directamente a la caldera sin la intervención de válvulas, deberán considerarse como partes de la caldera propiamente dicha, y su construcción deberá sujetarse a las reglas de la Sección I.

La tubería externa de la caldera deberá considerarse como aquella tubería que empieza donde la caldera propiamente dicha termina, esto es en:

¹ *Caldera de potencia*, una caldera en la cual se genera vapor de agua u otro vapor a una presión de más de 15 lb/pulg² (100 kPa) para uso externo de la misma.

² *Caldera eléctrica*, una caldera de potencia o una caldera para agua de alta temperatura en la cual la fuente de calor es la electricidad.

³ *Caldera miniatura*, una caldera de potencia o una caldera para agua de alta temperatura en la cual no se exceden los límites especificados en PMB-2.

⁴ *Caldera para agua de alta temperatura*, una caldera para agua destinada para operar a presiones que exceden de 160 lb/pulg² (1100 kPa) y/o temperaturas en exceso de 250°F (121°C).

a) La primera junta circunferencial para conexiones soldables; o

b) La carta de la primera brida en conexiones bridadas atornilladas; o

c) La primera junta roscada en ese tipo de conexión; y la cual se extiende hasta e incluyendo la válvula o válvulas requeridas por este Código.

La certificación de Código ASME (incluyendo Formas para Datos y Estampado de Símbolos del Código) y/o inspección por el Inspector Autorizado, cuando se requiera por este Código, es requerida para la caldera propiamente dicha y tubería externa de la misma.

Las reglas de construcción para materiales, diseño, fabricación, instalación y prueba de tubería externa de la caldera están contenidas en ANSI B31.1, Tubería a Presión. La tubería después de la válvula o válvulas requeridas por esta Sección I, no está dentro del alcance de esta Sección I, y no es la intención que el Símbolo del Sello del Código se aplique a esta tubería o a cualquier otra.

El material para calderas de circulación forzada, calderas sin línea fija entre vapor y agua, y calderas para agua de alta temperatura, deberá cumplir con los requisitos del Código. También deberán cumplirse todos los demás requisitos, excepto en los casos que se relacionan con características especiales de construcción necesarias en calderas de estos tipos, y con los accesorios que manifiestamente no son necesarios o usados en conexión con tales calderas, como indicadores de nivel de agua, columnas de agua, y grifos.

Los recalentadores que reciben vapor que ha pasado a través de una parte de una turbina o de otra fuente motriz y sobrecalentadores de vapor de fuego separado que no sean parte integral de la caldera, son considerados recipientes a presión expuestos a fuego, y su construcción deberá cumplir con los requisitos del Código para sobrecalentadores, incluyendo dispositivos de seguridad. La tubería entre las

presiones máximas de diseño y de operación, considera materiales, construcción, métodos de fabricación, inspección y dispositivos de seguridad. Se puede conceder permiso a cuerpos y organizaciones reguladores que publiquen normas de seguridad, para usar como referencia una Sección completa del Código. Si el uso de una Sección, tal como la Sección IX, incluye excepciones, omisiones o cambios de estipulaciones, la intención del Código podría no cumplirse.

Cuando un Estado u otro cuerpo de regulación efectúa adiciones u omisiones en la impresión de cualquier Sección del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión, se recomienda que tales cambios se indiquen claramente.

El Consejo Nacional de Inspectores de Calderas y Recipientes a Presión (National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors) está constituido por inspectores en jefe, de Estados y municipalidades en los Estados Unidos y de provincias en el Dominio de Canadá que han adoptado el Código para Calderas y Recipientes a Presión. Esta institución, desde su organización en 1919, ha funcionado para administrar y hacer cumplir uniformemente las reglas del Código para Calderas y Recipientes a Presión. La cooperación de esta organización con el Comité de Calderas y Recipientes a Presión, ha sido extremadamente útil.

Deberá señalarse que el Estado o municipalidad en donde se ha hecho efectivo el Código para Calderas y Recipientes a Presión tiene jurisdicción definida sobre cualquier instalación particular. Las consultas que tratan problemas de carácter local deberán dirigirse a la propia autoridad de tal Estado o municipalidad. Si hay alguna duda o pregunta en cuanto a la interpretación apropiada, los Estados, provincias, municipalidades u otros cuerpos de reglamentación pueden referir la pregunta al Comité de Calderas y Recipientes a Presión.

Las especificaciones para materiales base dadas en la Sección II, Partes A y B, son idénticas a, o similares a las de La Sociedad Americana para Pruebas y Materiales [The American Society for Testing and Materials]. Cuando en una Especificación de Materiales de ASME se hace referencia a una Especificación ASTM para la cual existe una Especificación ASME acompañante, la referencia deberá interpretarse como aplicable a la Especificación de Materiales ASME. Las Especificaciones para materiales de soldar

dados en la Sección II, Parte C, son idénticas a, o similares a las de la Sociedad Americana de Soldadura [American Welding Society]. No todos los materiales incluidos en las Especificaciones de Materiales ASME de la Sección II se han adoptado para uso del Código. El uso se limita a los materiales y grados adoptados por al menos una de las otras Secciones del Código para aplicación bajo las reglas de esa Sección. Todos los materiales que se permiten por estas diversas Secciones y usados para construcción dentro del alcance de sus reglas deberán ser suministrados de acuerdo a la Especificación de Materiales ASME contenidas en la Sección II, excepto en donde se estipule de otro modo en los Casos del Código o en la Sección del Código que sea aplicable. Los materiales cubiertos por estas Especificaciones son aceptables para uso en partidas cubiertas por Secciones del Código solamente hasta el grado indicado en la Sección aplicable. Los materiales para uso de Código deberán ser, de preferencia, pedidos, producidos y documentados sobre esta base; sin embargo, el material producido bajo una Especificación ASTM se puede usar en lugar de la correspondiente Especificación ASME, con la condición de que los requisitos de la Especificación ASTM sean idénticos (excluyendo las diferencias editoriales) o más estrictos que la Especificación ASME para el Grado, Clase y Tipo producido y siempre y cuando se confirme que el material cumple con la Especificación ASTM. El material producido para una Especificación ASTM con requisitos diferentes a los requisitos de la Especificación ASME correspondiente se pueden usar, de acuerdo con lo anterior, con la condición de que el fabricante del material o el fabricante del recipiente certifique, con evidencia aceptable, al Inspector Autorizado, que se han satisfecho los requisitos de la Especificación ASME correspondiente. El material producido para una Especificación de Materiales ASME o ASTM no está limitado como para el país de origen.

Cuando se requiera por el contexto en esta Sección, el singular deberá interpretarse como el plural y viceversa; y el género masculino, femenino, o neutro se tratará como tal otro género como sea apropiado.

La publicación de la Edición SI (Métrica) del Código ASME de Calderas y Recipientes a Presión se discontinuó con la Edición 1986. Efectivo en el 1o. de Octubre de 1986, la Edición SI se retiró como documento del Código ASME de Calderas y Recipientes a Presión.

INTRODUCCION

La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical Engineers) estableció un comité en 1911 con el propósito de formular reglas tipo para la construcción de calderas de vapor y otros recipientes a presión. Este se conoce actualmente como Comité de Calderas y Recipientes a Presión.

La función del Comité es establecer reglas de seguridad que normen el diseño, la fabricación, y la inspección durante la construcción de calderas y recipientes a presión, e interpretar estas reglas cuando surjan dudas relativas a su significado. Al formular estas reglas, el Comité considera las necesidades de usuarios, fabricantes e inspectores de recipientes a presión. El objeto de las reglas es proporcionar una protección razonable de vidas y propiedades así como proveer un margen de deterioro en servicio, con objeto de dar un período de utilización razonablemente largo y seguro. Se han reconocido el progreso en el diseño y materiales, y la evidencia de la experiencia.

El Comité de Calderas y Recipientes a Presión (Boiler and Pressure Vessel Committee) se ocupa del cuidado e inspección de calderas y recipientes a presión en servicio únicamente hasta el punto de proveer reglas sugeridas de buenas prácticas como una ayuda a los usuarios y a sus inspectores.

Las reglas establecidas por el Comité no deben interpretarse como aprobación, recomendación, o garantía para algún diseño específico o patentado, o como limitación en alguna forma a la libertad del fabricante para elegir cualquier método de diseño o forma de construcción que satisfaga a las reglas del Código.

El Comité de Calderas y Recipientes a Presión se reúne regularmente para considerar revisiones de las reglas, nuevas reglas que dicta el desarrollo tecnológico, Casos del Código y solicitudes para interpretaciones. Las solicitudes para interpretación pueden dirigirse al Secretario por escrito y deben dar referencias completas para recibir consideración y una interpretación por escrito (véase el Apéndice Obligatorio que cubre la preparación de solicitudes técnicas). Las revisiones propuestas se presentarán al Comité Principal para la acción apropiada. La acción del Comité Principal llega a ser efectiva sólo después de confirmación

por balota de cartas del Comité y la aprobación por la ASME.

Las revisiones propuestas al Código aprobadas por el Comité se dejan a la decisión del Instituto Nacional de Normas [American National Standards Institute] y se publican en "Mechanical Engineering" para invitar a los comentarios de todas las personas interesadas. Después del tiempo asignado para la revista pública y aprobación final por ASME, se publican anualmente los Suplementos [Addenda] al Código.

Los Casos del Código pueden usarse en la construcción de componentes que van a ser estampados con el símbolo del Código ASME, a partir de la fecha de su aprobación por ASME.

Después de que las revisiones al Código son aprobadas por ASME, estas pueden usarse a partir de la fecha de su publicación que aparece en el Suplemento. Las revisiones de ^{5c} hacen obligatorias, como un requisito mínimo, seis meses después de la fecha de su publicación, excepto para el caso de calderas o recipientes a presión contratados en fechas anteriores al cumplimiento del período de seis meses.

Se previene a fabricantes y usuarios de componentes contra el uso de revisiones y Casos que son menos restrictivos que requerimientos anteriores sin tener la seguridad de que hayan sido aceptados por las autoridades apropiadas en la jurisdicción en la cual el recipiente va a ser instalado.

Se invita a cada Estado o Municipalidad en los Estados Unidos y cada provincia en el Dominio de Canadá que adopta o acepta una o más Secciones del Código de Calderas y Recipientes a Presión, a nombrar un representante para que actúe en el Comité de Conferencias para el Comité de Calderas y Recipientes a Presión. Toda vez que los miembros están en contacto activo con la administración y hacer cumplir las reglas, los requisitos para inspección en este Código corresponden con aquellos en vigor en sus respectivas jurisdicciones. Las calificaciones requeridas para un Inspector Autorizado bajo estas reglas pueden obtenerse de la autoridad administrativa de cada Estado, municipalidad o provincia que haya adoptado estas reglas.

El Comité de Calderas y Recipientes a Presión, en la formulación de sus reglas y en el establecimiento de las

al día esa Sección. Se emitirán dos veces al año (julio y diciembre) hasta la publicación del Código 1992. Las interpretaciones de Sección III, Divisiones 1 y 2, con el servicio de poner al día para la Subsección NCA. Las Interpretaciones no son parte del Código o de la Adenda.

CASOS DEL CODIGO

El Comité de Calderas y Recipientes a Presión se reúne en forma regular para considerar adiciones propuestas y revisiones al Código y para formular Casos para aclarar el intento de requisitos existentes o proveer, cuando la necesidad es urgente, reglas para materiales o construcciones no cubiertas por las reglas existentes del Código. Los Casos que se han aceptado aparecerán en el libro apropiado de Casos del Código 1989:(1) Calderas y Recipientes a Presión y (2) Componentes Nucleares. Se enviarán suplementos automáticamente a los compradores de los libros "Casos de Código" hasta la publicación del Código 1992.

CODIGO ASME PARA CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION 1989

SECCIONES

- I Calderas de Potencia
- II Especificaciones de Materiales
 - Parte A - Materiales Ferrosos
 - Parte B - Materiales No Ferrosos
 - Parte C - Varillas para Soldar, Electrodo y Metales de Aportación
- III Subsección NCA - Requisitos Generales para División 1 y División 2
- III División 1
 - Subsección NB - Componentes Clase 1
 - Subsección NC - Componentes Clase 2
 - Subsección ND - Componentes Clase 3
 - Subsección NE - Componentes Clase MC
 - Subsección NF - Soportes para Componentes
 - Subsección NG - Estructuras de Soporte del Núcleo
 - Apéndices
- III División 2 - Código para Reactores y Contenedores de Concreto
- IV Calderas para Calefacción
- V Pruebas No Destructivas
- VI Reglas Recomendadas para el Cuidado y Operación de Calderas para Calefacción
- VII Guías Recomendadas para el Cuidado de Calderas de Potencia
- VIII Recipientes a Presión
 - División 1
 - División 2 - Reglas Alternativas
- IX Calificaciones de Soldadura
- X Recipientes a Presión de Plásticos Reforzados con Fibra de Vidrio
- XI Reglas para Inspección en Servicio de Componentes para Plantas Nucleares

ADENDA

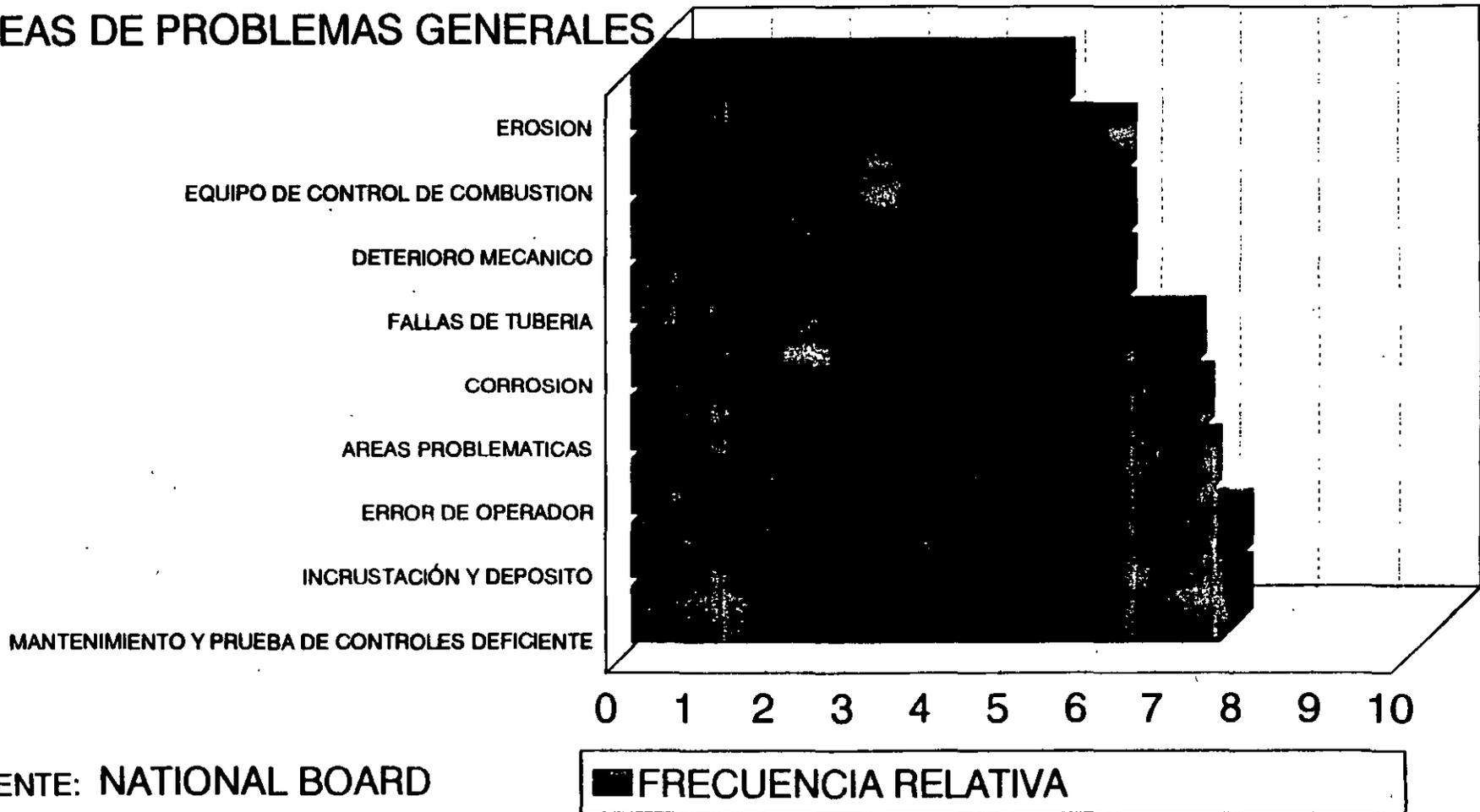
La "Adenda" en hojas de color, que incluyen las adiciones y revisiones a las secciones individuales del Código, se publican anualmente y se enviarán automáticamente a los compradores de las Secciones aplicables hasta la publicación del Código 1992. El Código 1989 está disponible sólo en formato de hojas sueltas; en consecuencia serán emitidas las Adendas en el formato de hojas sueltas, para reemplazo de página.

INTERPRETACIONES

AMIME emite réplicas por escrito a las solicitudes que atañen interpretación de aspectos técnicos del Código. Las interpretaciones de cada Sección individual se publicarán separadamente y se incluyen como parte del servicio de po.

OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS

AREAS DE PROBLEMAS GENERALES



(1,2) MUY RARA VEZ; (3,4) RARA VEZ; (5,6) OCASIONALMENTE; (7,8) FRECUENTEMENTE; (9,10) CON MUCHA FRECUENCIA

122

CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE UNA CALDERA

1. La caldera seleccionada debe tener una construcción robusta y compensadora de las dilataciones térmicas.
2. Suficiente capacidad tanto del agua como de vapor, de forma que pueda absorber fluctuaciones en la demanda de vapor.
3. La relación entre la superficie de calefacción y la capacidad de vaporización adecuada, para evitar la formación de espuma.
4. Juntas de dilatación protegidas de la acción del fuego.
5. Cámara de combustión con dimensiones adecuadas para que la combustión se realice totalmente, antes de que los gases pasen a los recuperadores.
6. Debe contar con un tambor para extraer las impurezas del agua (fangos), para evitar que estos fangos queden sujetos a la acción del fuego.
7. Disposición de la superficie de transferencia con respecto al flujo de gases tal que se obtengan buenos coeficientes de convección.
8. Facilidad para limpiar las superficies de intercambio, para aumentar la seguridad y la economía.
9. Debe mostrar flexibilidad en su funcionamiento.
10. Debe estar provista de los equipos auxiliares necesarios para garantizar la medición, el control y la seguridad.

FUENTE:

COMAE

Evaluación y Especificación de Calderas

Propósito de Códigos y Normas.

- ▶ Seguridad
- ▶ Calidad
- ▶ Comportamiento
- ▶ Medición
- ▶ Pruebas
- ▶ Cuidado del Ambiente
- ▶ Conservación de Energía
- ▶ Comercial

F I L O S O F I A D E D I S E Ñ O

. CARGA

- RANGO DE GENERACION
- PLANTA BASE
- VARIACIONES MINIMAS

. FRECUENCIA DE OPERACIONES DE ARRANQUE Y PARO

- OPERACION LOCAL
- OPERACIONES A CONTROL REMOTO

. CRITERIO DE AUTOMATIZACION

- CONTROL LOCAL
- CONTROL REMOTO
- SUPERVISION REMOTA

. OPERACION CALDERA CENTRAL

- CALDERA EN SEGUIMIENTO
- CENTRAL EN SEGUIMIENTO

. CRITERIOS DE SUMINISTRO DE VAPOR

- RESPALDO
- REPOSICION

Especificación y Evaluación de Calderas

Características fundamentales de especificación

- Claridad
- Precisión
- Factibilidad económica
- Factibilidad técnica
- Congruencia con recursos y facilidades disponibles

Especificación y Evaluación de Calderas

Algunos atributos deseables

- ▶ Seguridad de operación
- ▶ Confiabilidad
- ▶ Redundancia en reserva
- ▶ Redundancia de operación en paralelo
- ▶ Facilidad de mantenimiento

Especificación y evaluación de Calderas

Algunos problemas

- ▶ Limitaciones técnicas y económicas
- ▶ Equipo caro y complicado
- ▶ Falta de capacidad
- ▶ Equipo fuera de servicio
- ▶ Responsabilidades indebidas a operación - mantenimiento - fabricación
- ▶ Refacciones y componentes importados
- ▶ Falta de adecuación de equipo
- ▶ Discrepancia de condiciones y necesidades de servicio

Algunas soluciones

- Conocimiento de condiciones de servicio específicas
- Particularidades del propietario tomadas en cuenta
- Adecuación a personal y preparación disponibles
- Comprobación de diseños por especialistas
- Consultoría especializada en el proceso especificación - aceptación
- Establecimiento y ejecución de pruebas de comportamiento y aceptación con la formalidad requerida

comportamiento esperado de la unidad y la satisfacción de todos los valores que se consideren garantizados.

Es muy importante la estimación oportuna de las capacidades propias del comprador o usuario y oportunamente determinar la necesidades de asistencia externa cuando éste sea el caso. Figura 7.

Esta es una exposición muy breve, probablemente incompeteta, puesto que el tema y los elementos de discusión y análisis son muy amplios y se tratará con el material de apoyo, de ampliar su cobertura y aclarar los conceptos mencionados en el desarrollo del tema.

Morelia, Michoacán
Mayo de 1995

atención hacia algunas de las características que debe cumplir la elaboración de una especificación de compra y reducir la problemática actual.

En primer lugar una especificación debe ser clara, debe ser de preferencia autosuficiente, debe ser realista en sus exigencias. Figura 4.

Si es demasiado abierta dará problemas en la evaluación, abrirá las puertas a fabricantes o proveedores sin experiencia o desleales, y se recibirán proposiciones con interpretaciones propias y diferentes de cada ofertante.

Si por otra parte es demasiado estricta o demasiado cerrada limitará la participación fabricantes y la aplicación de su habilidad o experiencia para ofrecer lo que mejor convenga comercialmente con la aplicación de sus tecnologías o atributos particulares cumpliendo de cualquier manera con los requerimientos de la especificación. Una especificación demasiado cerrada o más todavía con demasiadas particularidades puede llevar a la condición de que se trate de diseñar por parte del comprador y se diluya la responsabilidad por este concepto de parte del fabricante. Figura 5.

Una especificación debe incluir los criterios sobre los que se evaluará tanto para créditos como en penalizaciones, deberá dar la misma oportunidad de participación a cuantos se inviten, en el caso de un concurso o licitación, o bien si hay la justificación suficiente deberá ser con todo el detalle y precisión orientados a un fabricante. Esto último requiere desde luego una muy amplia experiencia y una actitud honesta de parte del comprador o bien del consultor que haga esta recomendación.

Algunas soluciones para mejorar una especificación.

En la experiencia del expositor el volumen de una especificación no es reflejo de la calidad del documento, la mención, muy frecuente, "de acuerdo con tal norma, última revisión" tampoco es una buena recomendación amén que quien lo establece esté completamente actualizado con normalizaciones y reglamentaciones vigentes y que haya comprobado que efectivamente las revisiones recientes afectan el servicio requerido de la caldera. De otra manera solamente encarecerán las proposiciones. Figura 6.

El análisis a que se sujetará las proposiciones que se reciban deberá considerar los aspectos ambiental, energético, de seguridad, de operación, de cumplimiento a códigos, de fabricación, de inspección en fábrica, de inspección en sitio, y de pruebas de comportamiento y aceptación, y todo esto debe quedar claramente establecido en el documento de especificación así como otros conceptos que hagan posible la verificación del cumplimiento de estas exigencias.

Lo anterior requiere de la consideración de las capacidades disponibles del personal de operación, de mantenimiento, de evaluación, de elementos de medición y del personal encargado de comprobar mediante pruebas, con todo el protocolo requerido, el

ofrece, o bien en casos fortuitos lo que realmente se requiere, sin embargo esto último se consigue únicamente cuando hay la participación adecuada de toda las entidades con interés en el proyecto, desde luego con la oportunidad y coordinación necesarias. Figura 2.

¿Quién debe intervenir?

Los generadores de vapor son por lo general equipos de alto costo inicial, de alta intensidad energética, de alto potencial de ahorro energético, de alta posibilidad de contaminación de alto riesgo si no son bien operados y conservados, de largo tiempo de entrega y en general indispensables en la operación de las instalaciones de producción o de servicio para las que se adquieren.

Es muy importante tomar en cuenta que la participación del usuario final, del ingeniero o proyectista, de los responsables de procuración, del fabricante, de los departamentos de costos y finanzas, del departamento de proceso, de la gente de análisis de resultados, de las entidades a cargo de la seguridad y capacitación, entre otros son fundamentales a fin de que la decisión que se tome en una adquisición importante haya considerado los diferentes puntos de vista de condiciones de servicio, capacidades, prácticas operativas, capacitación de personal, factibilidad económica, disponibulidad comercial, etc. y que el resultado sea de conveniencia integral para la empresa.

Características básicas de una especificación.

Existen una serie de vicios y deficiencias en la elaboración de la documentación que para especificar una caldera se prepara, entre otros están la abundancia de referencias de códigos, estándares, especificaciones y reglamentaciones a cumplir que en la mayoría de los casos son desconocidas por quienes las enumeran y que tambien en muchos de ellos se incurre en contradicciones entre unos y otros documentos normativos y en dificultad para comprobar su cumplimiento. Figura 3.

Otros problemas que se enfrentan tienen su origen en tomar amplios márgenes en los parámetros de operación con respecto a los requerimientos de los servicios que deben satisfacerse, y en la capacidad de evaporación.

En ocasiones no se elabora especificación y los documentos de origen para adquisición fueron las proposiciones de fabricantes.

Existen también muchas situaciones en las que el documento de especificación es transcripción de otras especificaciones preparadas para otras necesidades, para otros propósitos, para otra magnitud y complejidad de equipos y en algunos casos para necesidades de otras localidades e inclusive de otros países.

La lista de estos casos, que finalmente se manifiestan como deficiencias de un documento de especificación que debe reflejar fielmente las necesidades precisas del servicio que cumplirá la caldera, puede ser interminable. Aquí sólo deseamos orientar la

DIPLOMADO

ESPECIFICACIÓN Y EVALUACIÓN DE CALDERAS

Alberto Plauchú Lima
Ingeniero consultor

Introducción

Se identifican una infinidad de problemas en los generadores de vapor y equipo accesorio y auxiliar relacionado, tanto en su comportamiento, como en el diseño, habilidad para cumplir el servicio para el que fueron adquiridos, uso eficiente de la energía y los efectos de impacto al ambiente que genera su operación, o mejor dicho su deficiente operación.

Una parte importante de esta problemática tiene origen en la forma en que estos equipos fueron especificados para su adquisición. Lo anterior no es exclusivo de los generadores de vapor, desafortunadamente, y el conocimiento y experiencia requeridos para especificar con suficientes fundamentos, claridad y precisión es una necesidad aplicable prácticamente a todo tipo de adquisición, ya sea de equipo u otros suministros o bien de servicios, y se hace manifiesta en las situaciones de conflicto que al terminar una obra o al poner en servicio y probar un equipo se enfrentan sin solución satisfactoria por las razones expuestas antes.

Algunos problemas con las calderas en servicio.

La falta de capacidad para satisfacer la demanda requerida, el sobredimensionamiento de los generadores de vapor, la falta de capacidad en los equipos auxiliares, el deterioro prematuro en condiciones de servicio críticas, las emisiones excesivas que dañan el ambiente, las condiciones de trabajo, la habilidad para mantener dentro de límites convenientes los parámetros de operación, las pérdidas excesivas de energía por problemas de construcción o de diseño, etc. son algunos de los problemas que se tienen en calderas que no fueron especificadas adecuadamente o en las que no se dió la importancia o prioridad necesarias a los diferentes aspectos que participan en una adecuada toma de decisiones. Figura 1.

Algunas causas de especificación deficiente

Los propietarios de instalaciones de generación de vapor recurren para la adquisición de los equipos de generación y los elementos que integran el sistema de distribución, a sus propios recursos técnicos, a la asistencia técnica especializada externa, empresas o consultores de ingeniería, o bien a los fabricantes del equipo de acuerdo con las características, capacidades políticas o posibilidades de la empresa.

La participación de una sola de estas opciones en la especificación y decisión de adquisición de estos equipos no es suficiente y puede llevar a situaciones extremas de adquirir lo que está disponible en el mercado, lo que un vendedor hábil

5.5 CONSUMO DE COMBUSTIBLE

El consumo puntual de combustible viene dado por.

$$F = \frac{W_v \times (h_v - h_a)}{PCI \times \eta} \quad (5.10)$$

Donde:

- W_v = Flujo de vapor, kg/h
- h_v = entalpia de vapor, kcal/kg
- h_a = entalpia del agua de alimentación, kcal/kg
- PCI = poder calorífico inferior del combustible, kcal/kg
- η = rendimiento de la caldera, en fracción

5.6 PRODUCCION DE VAPOR POR UNIDAD DE COMBUSTIBLE

La producción de vapor por unidad de combustible depende de numerosas variables, tales como el tipo de combustible, la entalpia final del vapor, temperatura del agua de alimentación y los rendimientos de los generadores de vapor. Por lo consiguiente, se presenta a continuación una ecuación general:

$$a = \eta \times \frac{PCI}{h_v - h_a} \quad (5.11)$$

Las pérdidas para combustibles líquidos o gaseosos son las siguientes.

- pérdidas por humedad en el combustible
- pérdidas por humedad en el aire
- pérdidas por combustible no quemado
- pérdidas por radiación y convección en las superficies
- pérdidas por atomización (si aplica)

De los cuadros anteriores se deduce que:

$$F \times \text{PCI} + W_{\text{ai}} \times C_{p_{\text{ai}}} + W_a \times h_a = W_v \times h_v + W_g \times C_{p_g} \times t_g + (W_a - W_v) \times h_p + P \quad (5.5)$$

de donde resulta:

$$F \times \text{PCI} = W_v (h_v - h_p) + W_a (h_p - h_a) + W_g \times C_{p_g} \times t_g - W_g \times C_{p_{\text{ai}}} \times t_{\text{ai}} + P \quad (5.6)$$

Si las purgas son muy pequeñas, entonces $W_a = W_v$ y como los gases están formados prácticamente por el flujo de aire, entonces también $W_{\text{ai}} = W_g$

$$F \times \text{PCI} = W_v (h_v - h_a) + W_v (h_p - h_a) = W_g \times C_{p_g} \times t_g - W_g \times C_{p_{\text{ai}}} \times t_{\text{ai}} + P \quad (5.7)$$

La diferencia entre el calor específico de los gases de combustión y la del aire, no llega a ser más del 10%, por lo que una aproximación aceptable en mayoría de los casos es que:

$$C_{p_{\text{ai}}} = C_{p_g}$$

entonces:

$$F \times \text{PCI} = W_v (h_v - h_a) + W_g \times C_{p_g} \times (t_g - t_a) + P \quad (5.8)$$

Para cálculos más precisos, se puede determinar el C_p de los gases utilizando la siguiente relación:

$$C_{p_g} = \sum C_{p_i} \times Y_i \quad (5.9)$$

Donde:

C_{p_i} = calor específico del *i*ésimo componente

Y_i = fracción volumétrica del *i*ésimo componente

Siendo:

W_a	Flujo de agua de alimentación (kg/h)
h_a	Entalpia de agua de alimentación (kcal/kg)
W_v	Flujo de vapor útil (kg/h)
h_v	Entalpia de vapor útil (kcal/kg)
W_p	Flujo de purgas (kg/h)
h_p	Entalpia de agua de purgas (kcal/kg)
F	Flujo de combustible (kg/h)
PCI	Poder calorífica inferior del combustible (kcal/kg)
W_{ai}	Flujo de aire de combustión (kg/h)
t_{ai}	Temperatura de aire de combustión ($^{\circ}C$)
$C_{p_{ai}}$	Calor específico del aire (kcal/kg $^{\circ}C$)
W_g	Flujo de gases de combustión (kg/h)
t_g	Temperatura de gases de combustión ($^{\circ}C$)
C_{p_g}	Calor específico de los gases (kcal/kg $^{\circ}C$)
P	Pérdidas (kcal/h)

Como se observa, las entradas son el combustible, el aire (a temperatura ambiente o caliente) y el agua de alimentación. Por lo tanto, se puede preparar el siguiente cuadro:

<u>Entradas</u>	<u>Flujo másico</u>	<u>Energía entrante</u>
Combustible	F	$F \times PCI$
Aire	W_{ai}	$W_{ai} \times C_{p_{ai}} \times t_{ai}$
Agua	W_a	$W_a \times h_a$

Las salidas serian el flujo de vapor, saturado o sobrecalentado, al proceso, los gases de escape, purgas y pérdidas. El cuadro estaria compuesto por:

<u>Entradas</u>	<u>Flujo másico</u>	<u>Energía saliente</u>
Vapor	W_v	$W_v \times h_v$
Gases	W_g	$W_g \times C_{p_g} \times t_g$
Purgas	W_p	$(W_a - W_v) \times h_p$
Pérdidas	---	P

$$C_V = \frac{1000 \text{ kg } (663.23 - 85.03) \text{ kcal/kg}}{10,162 \text{ kcal/kg} \times 0.75} \times \text{NS}0.24/\text{kg} = 16.1$$

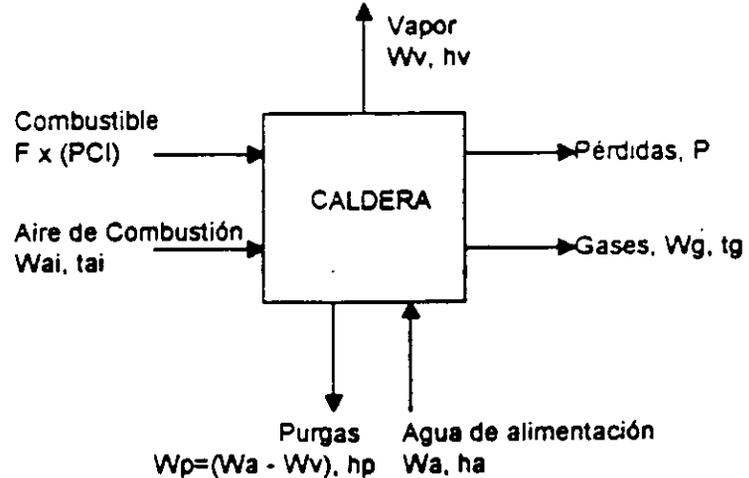
$$C_V = \text{NS } 16.14 / \text{tonelada de vapor}$$

5.4 BALANCE DE MASA Y ENERGIA

Para la obtención del rendimiento, considerando éste como la relación de calor útil entre calor suministrado, a veces es necesario realizar balances de masa y energía que incluyan el calor aportado, las pérdidas y el calor útil recuperado.

En la Fig. 5.2 se pueden observar esquemáticamente los componentes que intervienen en el balance de masa y energía en una caldera. Como se observa, las entradas son el combustible, el aire (a temperatura ambiente o precalentado) y el agua de alimentación. Por lo tanto, se puede establecer el siguiente cuadro:

FIG. 5.2: BALANCE DE MASA Y ENERGIA EN LAS CALDERAS



CERTIFICACIÓN Y POLÍTICAS

Una de las principales razones por las que el Código ASME ha obtenido un excelente "Record" de seguridad y la aceptación en el mundo entero, es su sistema de certificación, que es el medio por el cual ASME evalúa y establece la calificación de un fabricante, tanto de calderas como de materiales, en cuanto al cumplimiento del Código. VER ÍNDICE.

El aspirante al SELLO ASME de calderas debe cumplir con lo siguiente:

- * Mantener en vigor un contrato con una agencia de inspección autorizada para contribuir con la inspección de un tercero.
- * Controlar las operaciones de diseño, fabricación y pruebas e inspección, a través de un sistema de calidad descrito en un manual y en vigor en su organización.
- * Una revisión por parte de un grupo de evaluación designado por ASME, para verificar que el manual anterior está de acuerdo con los requisitos del Código y que se esté aplicando con efectividad y vigilancia.
- * La aprobación del Comité del Sello ASME una vez que se haya revisado el reporte del grupo designado.

Cuando se hayan completado los requisitos anteriores, el aspirante recibirá un Certificado de Autorización para usar el Sello cuya aplicación al equipo descrito en dicha autorización queda abajo.

Su total responsabilidad quedando sujeto el fabricante a refrendar la vigencia de la autorización y a acatar las disposiciones del COMITE DEL SELLO si se reportan desviaciones importantes en su buen uso.

INTRODUCCIÓN

La introducción nos proporciona la información referente al modo de operar del Comité de Calderas y Recipientes a Presión. Ahí se esbozan algunos de los aspectos administrativos más importantes de la preparación, revisión e impresión de los casos del Código y la Enmiendas, así como las fechas en que se hacen efectivas estas últimas.

El Comité principal y los Subcomités se reúnen seis veces al año a intervalos aproximados de dos meses. Las revisiones y adiciones se emiten tres veces al año como Enmiendas, y entran en vigor como parte del Código, seis meses después de su edición. Los casos de Código pueden editarse para suministrar reglas permisivas, si es que las existentes no cubren adecuadamente una situación determinada, tales como un material nuevo o un avance en la tecnología.

La introducción también habla sobre ciertos aspectos relacionados con el uso del Código por estados, municipios, provincias u otras jurisdicciones legales que adoptan o hacen referencia a éste e sus leyes. Es importante hacer notar, que el Código no tiene carácter legal mientras no sea requerido por alguna jurisdicción legal. El "Consejo Nacional de Inspectores de Calderas y Recipientes a Presión", (NATIONAL BOARD OF BOILER AND PRESSURE VESSEL INSPECTORS) se compone de los Inspectores y Jefes de inspección estatales de los Estados Unidos y Canadá que han adoptado el Código ASME. En la introducción se menciona la importante función que desarrolla este Consejo Nacional de inspectores para lograr una administración y cumplimiento uniformes de las reglas del Código.

Una frase de la introducción que cabe citar es la siguiente: "En la formulación de las reglas y el establecimiento de las presiones de diseño y máxima operación, el "Comité de Calderas y Recipientes a Presión" debe considerar los materiales, construcción, método de fabricación, inspección y dispositivos de seguridad". Nótese la similitud con el primer Código editado en 1914.

La introducción señala que "Las especificaciones para materiales base incluidos en la Sección II, Partes A y B son idénticas o similares a aquellas que establece la "Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (ASTM)". También determina, que "Las especificaciones para soldaduras de materiales dados en la Sección II, Parte C son idénticas o similares a las de la "Sociedad Americana de Soldadura (AWS)". ASME reconoce que los expertos en la preparación y edición de especificaciones para materiales base están con ASTM, así como los de soldadura están con AWS. Mediante la revisión y adopción de estas especificaciones, se elimina la duplicidad de esfuerzo y se puede seguir la práctica comercial normal en la fabricación de materiales.

ESTABLECIMIENTO DE POLÍTICA

El establecimiento de políticas se relaciona con el uso de los símbolos del Código y las marcas de ASME para publicidad. Esto es lo suficientemente claro y por lo tanto no se necesita discutir.

PERSONAL

La lista del personal que participa en las actividades del Código es bastante larga y se presenta para información. Esta lista es impresionante si se considera que todos son colaboradores voluntarios que representan muy variados intereses. Un requisito de procedimiento de ASME es tener Comités balanceados con representación de los intereses afectados, tales como el Comité Principal y los Subcomités de Recipientes de I, III, IV, VIII y X. Esto va de acuerdo con el criterio para consensos estándares según lo establece el Instituto Nacional Americano de Estándares.

El Subcomité de Calderas de Potencia tiene representantes de fabricantes, usuarios, Instituciones de Reglamentación, Agencias de inspección y seguros, publicaciones técnicas, ingenieros

consultores e ingenieros proyectistas. Entre los representantes que tiene México en este Subcomité se cuentan los Ingenieros A. Plauchú, R. Sánchez P., L. Sánchez G., J. Aguilar, J. R. Vázquez y H. Colter.

CONTENIDO DE LA SECCIÓN I

En la Tabla de Contenido de la Sección I, se puede notar que está dividida en varias partes, cada una representada por iniciales. La razón por la que se usa este sistema, es para identificar con la primera letra la sección ("P" para potencia), y con la segunda, la parte ("W" para soldadura) y evitar así cualquier confusión con las otras secciones del Código.

La Tabla de Contenido identifica que es lo que cubre cada parte y anota especialmente, que la parte PG se aplica a todos los métodos de construcción.

PREÁMBULO

El preámbulo a la Sección I identifica de manera más específica los usos que incluye esta sección, los cuales se muestran en la Tabla I. El empleo de la Sección I del "Código para Calderas y Recipientes a Presión" puede dictarlo, ya sea la autoridad Jurisdiccional o el comprador en su especificación. El uso que se planea dar a esta sección se explica en el preámbulo, y es aplicable exclusivamente a calderas expuestas a fuego y generadores de vapor orgánicos. En adición, se incluyen también varios componentes que normalmente son parte de calderas de potencia. Esto incluye sobrecalentadores, recalentadores, economizadores y, bajo algunas circunstancias, calentadores de agua de alimentación. La Sección I contiene reglas específicas para calderas de potencia, eléctrica, miniatura y calderas de tubos de agua de alta temperatura.

Cuando un generador de vapor no sea expuesto a fuego, se puede aplicar la Sección I o la VIII. El preámbulo lista aquellos casos en que la Sección I no se utiliza, tales como recipientes a presión no sujetos a fuego directo los cuales pertenecen exclusivamente a la Sección VIII, y las unidades donde se genera vapor orgánico para procesos de manufactura químicos o de petróleo, los cuales están cubiertos por los estándares tipo industrial.

TABLA I

USO QUE CUBRE

SECCIÓN I	SECCIÓN VIII Y I	SECCIÓN VIII
1. Calderas sujetas a fuego. 2. Generadores de vapor orgánicos a fuego.	Calderas no sujetas a fuego.	Recipientes a presión no sujetos a fuego.
INCLUYENDO	INCLUYENDO	INCLUYENDO
* Sobrecalentadores integrales y separados. * Recalentadores. * Calentadores de agua de alimentación PFI-I.	* Tanques de expansión en calderas de alta temperatura.	* Evaporadores. * Recipientes de intercambio de calor. * Recipientes de sistemas de procesos químicos y de petróleo.

OTRAS SECCIONES

Generadores de vapor orgánicos para procesos de manufactura químicos o de petróleo.

En muchos casos es fácil decidir cuándo se debe utilizar la Sección I, sin embargo, en ocasiones surgen dudas sobre la aplicación de las diferentes secciones del Código en equipo nuevo o especializado. Un ejemplo de esto es la caldera solar a la cual se le aplicó la Sección I, ya que la caldera se calienta por reflexión a través de espejos y éste puede estimarse como un método de fuego indirecto. Además de esta consideración básica, la caldera solar tiene componentes estándar que solamente cubre la Sección I. En ocasiones se han presentado a los Comités del Código algunos dispositivos que generan vapor y que son mucho más difíciles de clasificar a este respecto.

La Sección I también tiene ciertos límites de servicio. Por ejemplo, para calderas que operan a menos de 1 BAR (15 psig) y aquellas acuatubulares de alta temperatura menores de 11 kg/cm² (160 psig), se recomienda que el diseñador use la Sección IV, aunque puede usar la Sección I si así lo prefiere.

REQUISITOS GENERALES PARA TODOS LOS MÉTODOS DE CONSTRUCCIÓN PARTE PG

Esta parte abarca los requisitos generales para todos los métodos de construcción que cubre la Sección I. La Tabla de Contenido nos muestra un panorama de los diversos aspectos comprendidos. En la revisión de esta sección, se tratará de profundizar en los párrafos más significativos, con el objeto de entender mejor el Código. En ella se hace referencia a otros párrafos del mismo Código y a otros estándares tales como el ASTM y el ANSI B-16.

PG-1 y 2 proporcionan información más específica que la del preámbulo, sobre el alcance y limitaciones de servicio.

PG-5 a PG-13 establecen las reglas sobre los materiales que pueden usarse en la construcción de calderas, los cuales se identifican por un número de especificación. Las especificaciones completas se incluyen en la Sección II del Código. Se debe recordar que las especificaciones ASTM se revisaron y aprobaron para usarlas en el Código por lo que éstas son idénticas o con ligeras modificaciones, normalmente requisitos adicionales, a las de ASTM. Cuando el Comité del Código las adopta, se mantiene la designación de ASTM, pero con la letra "S" en el prefijo. Por ejemplo: El ASTM A-515 pasa a ser ASME SA-515, los materiales se listan por forma de producto.

En PG-9 se encuentran los tubos y partes que contienen presión, así como las partes de las calderas y las de los sobrecalentadores. La razón para hacer esta separación, es que ciertas aleaciones de materiales austeníticos que pueden usarse en partes de sobrecalentadores que operan a esfuerzos y temperaturas elevados, pueden estar sujetas a esfuerzos por corrosión de cloruros si se usan como parte de caldera y, por lo tanto, no se permite su empleo en este último caso.

En PG-5 se hace referencia a las tablas de esfuerzos PG-23.1 y PG-23.2 que se encuentran en el Apéndice, donde se listan los materiales aprobados en la Sección I y sus esfuerzos permisibles. Aún cuando más adelante se hablará de estas tablas, es importante hacer notar, que los materiales que no se encuentren en ellas se pueden usar para construcción de acuerdo a la Sección I, siempre que satisfagan o excedan los requisitos de estos párrafos, "Las especificaciones son requisitos mínimos".

PG-10 da las reglas para determinar las propiedades químicas y físicas por medio de pruebas, con el fin de establecer, si un material que no está totalmente identificado, cumple con los requisitos de una especificación aceptable. Si las pruebas confirman que se encuentra dentro del rango de la especificación y el inspector acepta los resultados, el material se podrá marcar como se indica en PG-10.3 y se podrá usar para construcción según el Código.

PG-1, llamado Partes a Presión Misceláneas, establece las reglas para prefabricar o preformar partes a presión, cuando éstas las suministra un fabricante de calderas diferentes. Los materiales para estas partes deben cumplir con los listados en la Sección I

o en el Código ANSI en sus partes aplicadas. De manera similar, las partes hechas con los estándares del fabricante o las partes formadas que se suministran como materiales, deben cumplir con Sección I.

Las previsiones que cubre PG-11 y sus subpárrafos 11.1, 11.2 y 11.3 son muy importantes para establecer la aceptación por la Sección I de las partes preformadas. Si están fundidas, forjadas, roladas, formadas o soldadas, pueden usarse si el material es aceptable y el producto está identificado conforme a un estándar; ya sea de ANSI o del fabricante. Los requisitos de identificación y certificación se dan como requisitos de inspección para partes soldadas.

DISEÑO

Los requisitos de diseño se dan en los párrafos PG-16 a PG-25. Esta subparte de PG se debe comprender lo mejor posible, ya que cubre las reglas para construir diferentes tipos de calderas. Por lo tanto, veremos los aspectos más significativos de los requisitos de diseño.

PG-16 GENERAL

En PG-16 se establece que las reglas de diseño de esta parte deben aplicarse en adición a las reglas de diseño específicas de otras partes. Estas son: PWT para fabricación de calderas de tubos de agua, PFT para calderas de tubos de humo, PMB para calderas miniatura, PEB para calderas eléctricas y PVG para generadores de vapor orgánicos.

PG-16.2 exige un diagrama especial para identificar la localización de las diferentes partes a presión cubiertas en la Sección I, cuando se diseñen generadores de vapor de circulación forzada, donde no existe una línea entre el vapor y el agua, y cuando se diseñe para diferentes niveles de presión como lo permite PG-21.2.

Otros párrafos de PG-16 proporcionan los requisitos especiales para espesores mínimos de placas y tolerancias para placas y tubos.

PG-18 de las previsiones para efectuar un aprueba hidrostática de deformación en una parte cualquiera, cuando las reglas de diseño no son aplicables a una parte específica. Las reglas para esta prueba se establecen en el Apéndice A-22.

PG-21 PRESIÓN DE TRABAJO MÁXIMA PERMISIBLE (MAWP)

Este es quizá, uno de los aspectos más significativos de diseño del Código, ya que es la base para establecer el espesor de las partes a presión y el ajuste de las válvulas de seguridad. Para los fabricantes de calderas, es la presión de diseño a usar en la caldera, o en el caso de calderas de circulación forzada, es la presión de diseño para los diversos componentes de partes presión diseñados para diferentes presiones. Aquí se establece que la presión de trabajo máxima permitida se determina aplicando

los valores de esfuerzos (PG-23 a PG-38, PG-52 y PG-53), y las definiciones (Diámetro, Espesor y Geometría) designadas en la Sección I.

PG-23 VALORES DE ESFUERZOS PARA FORMULAS DE CALCULO

Este párrafo establece que las tablas de esfuerzos PG-23.1 y PG-23.2 que aparecen en los Apéndices A-24 y A-25, y las referencias A-150, dan las bases para seleccionar los esfuerzos permisibles. Estos son los esfuerzos que se usan en las formulas de diseño de PG-27 y de otros párrafos que tienen una fórmula con una "S". Debido a que la base para establecer los esfuerzos permisibles es una de las partes más significativas de la Filosofía de diseño de la Sección I, veremos que está directamente relacionada con:

- 1.- La filosofía criterio de diseño.
- 2.- El tipo de fabricación permitido.
- 3.- El grado de análisis que se requiere.
- 4.- La cantidad necesaria de exámenes no destructivos.

En la Sección I, el espesor requerido y la presión de trabajo máxima permitida por medio de los esfuerzos permisibles, que esencialmente son los esfuerzos de la membrana. Los dobleces secundarios o las concentraciones de esfuerzos no se calculan. La fórmula empleada, las construcciones permitidas y los esfuerzos permisibles incluyen suficiente margen para limitar a un nivel seguro, los dobleces o los esfuerzos pico. En la Sección I, generalmente se usan factores de 4 en el esfuerzo a la tensión de 1.6 con base en el punto de cedencia. Hace varios años la Sección I y el "Comité Principal" aprobaron el uso del factor 1.5 para el punto de cedencia y apareció como revisión en la enmienda de invierno de Enero de 1980.

El Apéndice A-150 da el criterio completo para establecer los esfuerzos de la Sección I, y el primer párrafo es muy significativo ya que relaciona el uso de las experiencias exitosas para determinar los valores de los esfuerzos. Este párrafo se cita:

"En la determinación de los valores de esfuerzos permisibles para partes a presión, el Comité se guía por experiencias exitosas en servicio, siempre que se disponga de una evidente operación satisfactoria. Tal evidencia se considera equivalente a datos de pruebas donde las condiciones de operación se conocen con razonable certeza. En la evaluación de nuevos materiales, es necesario guiarse hasta cierto punto, por comparación de información de pruebas con datos similares sobre aplicaciones exitosas de materiales similares".

Esta afirmación es importante, ya que le da al Comité la oportunidad de emitir un juicio, al determinar si los valores de esfuerzos podrían o no cambiar, cuando se tienen nuevos datos de materiales con una historia de aplicaciones exitosas en las construcciones del Código, lo cual indica que un cambio en los valores de esfuerzos daría por resultado la aplicación de los factores de los datos evaluados en materiales con un buen

registro de servicio. También permite al Comité emitir un juicio al establecer los esfuerzos para las variaciones de materiales existentes o de materiales nuevos que son similares a los existentes.

A temperaturas menores del rango plástico, el esfuerzo máximo permisible no debe ser mayor de:

- 1.- $1/4$ del esfuerzo mínimo a la tensión especificado a la temperatura ambiente.
- 2.- $1/4$ del esfuerzo a la tensión a la temperatura.
- 3.- a). $5/8$ del esfuerzo mínimo de cedencia especificado a la temperatura para materiales ferrosos.
b). $2/3$ del esfuerzo mínimo de cedencia especificado a la temperatura para materiales no ferrosos.
- 4.- a). $5/8$ del esfuerzo de cedencia a la temperatura para materiales ferrosos.
b). $2/3$ del esfuerzo de cedencia a la temperatura para materiales no ferrosos.

A temperaturas en el rango plástico, el esfuerzo máximo permisible no excede el mínimo de lo siguiente:

- 1.- 100% del esfuerzo promedio para producir un rango de 0.01% cada 1000 h.
- 2.- 67% del esfuerzo promedio para producir una ruptura después de 10,000 h.
- 3.- 80% del esfuerzo mínimo para ruptura después de 1000 h.

En el rango de temperatura donde el esfuerzo a la tensión o de cedencia gobierna la determinación de los esfuerzos, los esfuerzos mayores se pueden justificar para algunos materiales no ferrosos y austeníticos cuando una ligera determinación mayor no es, en sí misma, objetable. Los esfuerzos alternativos para tales materiales y usos se proporcionan e identifican por medio de una nota de pie de página en las tablas. Al establecer estos esfuerzos, los valores pueden exceder $5/8$, pero no 0.90 del esfuerzo de cedencia a la temperatura. Estos esfuerzos mayores son satisfactorios para tubos, pero no se recomiendan para el diseño de bridas u otras aplicaciones sensibles a la deformación.

En la Tabla PG-23.1 del "Código de Criterios de Diseño en los U. S.- Evaluación de las propiedades de los esfuerzos" se presenta una discusión detallada de cómo se obtienen los valores de esfuerzos permisibles para estos materiales a partir de los datos de prueba.

PG-25 FACTORES DE CALIDAD PARA LAS FUNDICIONES DE ACERO.

Este párrafo y los subpárrafos 25.1 y 25.2 proporcionan los factores de calidad que se aplican a los esfuerzos dados en PG-23.1. Un factor del 80% se puede usar a menos que los requisitos especiales de examen y reparación de PG-23.2 se cumplan, en cuyo caso se puede utilizar un factor del 100%.

A continuación se hablará de los diversos requisitos y fórmulas de diseño para establecer el espesor de las partes a presión.

PG-27 COMPONENTES CILÍNDRICOS BAJO PRESIÓN INTERNA.

Este párrafo y sus subpárrafos abarcan componentes como tubos, domos y cabezales. En estos párrafos encontrará un uso extensivo de notas. En el párrafo 27.4 estas notas son muy importantes, por ser tanto explicativas como complementarias a las fórmulas.

En el 27.2.1, la fórmula se da para determinar el espesor de la tubería hasta e incluyendo 127 mm (5 pulg.) de diámetro exterior. Las notas (2), (4), (8) y (10) son aplicables.

En el 27.2, se indica la fórmula para tuberías, domos y cabezas y las notas (1), (3), (5), (6 a 10) son aplicables.

El párrafo 27.2.3., se aplica cuando es espesor de la parte a presión es mayor que la mitad del radio interno, y requiere que se usen las fórmulas de A-125.

Los símbolos que se utilizan para estas fórmulas se dan en el párrafo 27.3. Una vez más, se enfatiza la importancia de las notas del párrafo PG-27.4 al aplicar las fórmulas.

Uno de los aspectos más significativos en el uso de las fórmulas es la selección de los esfuerzos permisibles, "S", de las tablas de esfuerzos en el párrafo PG-23. El esfuerzo se selecciona para el material a la temperatura de operación del metal. Esto lo debe determinar el diseñador, excepto bajo las condiciones descritas en la nota (2), que da una temperatura mínima de 700°F para tubos que reciben calor.

Para calderas de tubos de agua tipo domo y para calderas de tubos de humo, los tubos que forman el hogar y los bancos de tubos, los cuales están esencialmente a temperatura de saturación, el esfuerzo permisible se selecciona para el valor de 370°C (700°F), aunque la temperatura de saturación esté considerablemente abajo de esa temperatura. Esta es una medida de seguridad que ha tenido el Código por muchos años y que da un buen margen de diseño, reconociendo que pueden depositarse ciertas incrustaciones en los tubos elevándose así la temperatura del metal arriba de la de saturación.

Para los tubos del sobrecalentador y calentador, el metal del tubo se enfría con vapor y los cálculos de los fabricantes para determinar la temperatura máxima de metal para diseño son más complejos. Se debe considerar un margen suficiente sobre las condiciones promedio para cubrir las variaciones, tales como

combustión desbalanceada y condiciones de operación desfavorables que pueden elevar la temperatura por arriba de la normal. Las variables más importantes que afectan la temperatura de metal del tubo son el rango de flujo de vapor, el cual afecta la conductancia de la película de vapor, y el rango de absorción de calor, que afecta el gradiente de temperatura a través de la pared del tubo y de la película de vapor. Un ejemplo esquemático del significado de estos efectos se muestra en la Fig.

Nótese que la temperatura de la pared exterior del tubo en "B" se incrementa 20°C (35°F) cuando se reduce el flujo de vapor en 50% de "A". En "C" la temperatura de la pared exterior del tubo bajó 35°C (63°F) cuando se redujo el rango de absorción de calor a 50% de "B". El ejemplo en "D" muestra el efecto de la incrustación en el lado de vapor, y el aumento de 15°C (26°F) en la temperatura del metal sobre las condiciones de "A" debido a la incrustación.

El conocimiento seguro de la temperatura del metal del tubo es muy importante, cuando los tubos operan en el rango de temperatura donde los esfuerzos están calculados en función del punto de ruptura plástico del metal, en lugar de las propiedades a la tensión o a la cedencia. Un tubo de sobrecalentador que opera continuamente a una temperatura de 50°F abajo de la de diseño usada para seleccionar los valores de esfuerzo, en el Código, puede reducir su vida al ser afectada por un factor de 10 o más.

Otro de los símbolos con una nota importante de referencia "E", eficiencia. Este aparece en las fórmulas para tubería, domo, cabezales, según se vio en una de las figuras anteriores, y en diversas fórmulas que aún no hemos discutido. Como se define en el primer renglón del párrafo de la Nota 1, la "E" representa la eficiencia de juntas soldadas longitudinales o de ligamentos entre aberturas, el que sea menor.

La segunda y tercera líneas describen cuando el factor 1.00 se puede usar, y la cuarta, cuando el factor 0.90 se debe utilizar. Estos factores se relacionan con la fabricación soldada o sin costura.

La quinta línea se relaciona con la eficiencia de los ligamentos que abarcan los párrafos PG-52 y PG-53. Esto tiene como fin proporcionar un factor para compensar la pérdida de metal disponible para contener la presión debida a las aberturas de tubos o boquillas en el domo o cabezal.

Aunque ni las notas que se aplican a las fórmulas o al símbolo "E" hacen referencia a las reglas para aberturas y compensaciones, se deben tomar en consideración los requisitos de PG-32 al PG-39 para llevar a cabo los cálculos que requiera la eficiencia de los ligamentos. Hay una relación que se debe establecer para ciertas configuraciones de conexiones de tubos o boquillas de domos para definir que el diseño se base ya sea en requisitos de refuerzo o en requisitos de eficiencia de ligamento, o posiblemente en ambos. Esta relación da a

fabricante diversas opciones que se pueden decidir en base al aspecto económico.

El símbolo "C" al que se hace referencia en la Nota (3) cubre los permisos para roscar tuberías y para la estabilidad estructural.

El símbolo "e" es un factor de espesor para tubos de extremos expandidos que se explica en la Nota 4. Los valores dados se basan en la experiencia y deben proporcionar suficiente metal para dar el esfuerzo mecánico suficiente a fin de asegurar una junta expandida sellada. Se debe notar que cuando los tubos están totalmente soldados a tubos o domos, el valor de "e" se convierte en cero. El símbolo "e" sólo se incluye en la fórmula para tubería 27.2.1.

Como se describe en la Nota (6), el símbolo "Y", que aparece en el 27.2.2 para tuberías, domos y cabezales, es un coeficiente de temperatura. Este factor se aplica sólo a más de 482°C (900°F), y es diferente para aceros ferríticos y austeníticos.

La finalidad es proporcionar un ajuste para reconocer cierta redistribución de esfuerzos internos cuando el material opera en un rango de temperatura en el que puede ocurrir un relajamiento plástico.

PG-29, PG-30 TAPAS CÓNCAVAS

Las tapas cóncavas para las calderas están prácticamente hechas en su totalidad por presión o forjado de placas planas.

Estas operaciones provocan el flujo de metal que puede resultar en un espesor mayor o menor que el de la placa original. Debido a que la operación de formado se puede llevar a cabo por diferentes métodos y procesos, es una práctica común tener tapas estándar calculadas para una presión que se basa en las reglas del PG-20. Los diseñadores de la caldera generalmente especifican el tipo de tapa que la experiencia muestra como la más adecuada para determinada caldera y presión de diseño en particular.

Los requisitos de diseño para todas las formas de tapas cóncavas se basan en fórmulas y reglas de diseño que incluyen factores de seguridad que la experiencia ha comprobado que son adecuadas para construcciones seguras. No se necesitan análisis de esfuerzos para las bisagras o aberturas. Las reglas están dadas para prever la entrada de hombre u otras aberturas, incrementando el espesor que necesita la fórmula o relacionando el espesor que requiere el cuerpo para algunas configuraciones.

Cuando un tipo particular de diseño de caldera no pueda cumplir los requisitos de PG-29, será necesario usar tapas reforzadas como lo indica PG-30. Estas condiciones también las deben seguir los diseños estándar, cuyo rango de presión cumpla con estas reglas, ya que no se diseñan individualmente para cada caldera.

PG-31 TAPAS Y CUBIERTAS PLANAS NO ATIRANTADAS

Las tapas y cubiertas planas se usan mucho para los extremos, cabezales, cubiertas para registros de mano, entradas de hombre y bridas ciegas, así como para ciertas porciones de calderas de tubos de humo. Debido a la amplia variedad de construcciones, las reglas para diseño deben ser generales y comprensivas. La figura PG-31 muestra algunos tipos de tapas y cubiertas planas aceptables y sus símbolos aparecen en PG-31.2. Como se mencionó en la parte de tapas cóncavas, la mayoría de los fabricantes de calderas han desarrollado construcciones estandarizadas, en las cuales se ha verificado que cumplen con los requisitos y rangos de presión. Al usar esta estandarización ya no es necesario revisar el diseño de cada una de las partes de la caldera.

ABERTURAS Y COMPENSACIONES

Del PG-32 al PG-53 se dan los requisitos para los diferentes tipos de aberturas que se pueden usar en calderas. La amplia variedad de aberturas necesarias para las distintas calderas, requiere un juego de reglas que las incluyan en su totalidad. En PG-32.1, 32.2. y 32.3 se proporciona el alcance que cubren las reglas generales y fórmulas para los límites de aberturas simples.

Se debe aclarar, que se dan reglas específicas en los párrafos subsecuentes, así como se hace referencia a párrafos o figuras anteriores, o a otros párrafos posteriores. Esto es necesario, ya que los domos y cabezales usualmente tienen diferentes tipos de aberturas, y por lo tanto se debe efectuar una revisión cruzada con el objeto de determinar que se cumplen las reglas para todos los tipos que se usan.

De PG-33 a PG-38 se establecen las reglas para la compensación necesaria en el domo o cabezas con el fin de reponer la pérdida de área cuando se hace una abertura. Se dan a conocer las diferentes geometrías de cabezales y cuerpos donde se pueden usar aberturas. Así como también se indican los límites de metal disponible para compensar las áreas de metal removidas.

Una simplificación de la filosofía de diseño que se utiliza en estas reglas, es que el metal removido debe reemplazarse alrededor de la abertura, dentro de una área específica, de modo que la concentración de esfuerzos causada por la abertura se reduzca a un nivel en el que se prevenga agrietamiento o falla. Estas reglas son consistentes con todo el diseño de la Sección I, el cual usa los esfuerzos permisibles de las tablas correspondientes y las fórmulas con factores de seguridad incluidos, de forma que no se requiere un análisis de esfuerzos detallado.

Normalmente el material que se emplea para compensación debe tener un esfuerzo igual o mayor al del material que se remueve. PG-37 da reglas que se deben seguir si el esfuerzo es menor. PG-37.2 hace referencia a los requisitos de PW-15 y PW-16 para boquillas soldadas, y suministra reglas para asegurar que provea el esfuerzo adecuado para estos accesorios.

PG-38 proporciona las reglas para la compensación de aberturas múltiples, cuando están tan cerca entre sí, que los límites de PG-36.2 y PG-36.3 se traslapan. PG-39 identifica aquellos tubos que pueden fijarse a paredes de recipientes por soldadura, pernos roscados, cuerdas o por expansión, y da los requisitos para cada uno. Para soldadura, se hace referencia a PW-15 y PW-16, que verán más adelante. Para conexiones roscadas, las cuerdas deben cumplir con ANSI B-12.

PG-42 CONEXIONES BRIDADAS, ATORNILLADAS - BRIDAS, ROSCADAS Y SOLDADAS.

Esta sección es especialmente significativa, debido a los requisitos que todas las conexiones para tubo, accesorios de tubería y válvulas deben cumplir de acuerdo a la serie B-16 de los "Estándares Nacionales Americanos" listados en PG-42.1. También se hace referencia a PG-58 y PG-59 para los requisitos de presión, temperatura u diseño. Los Códigos ASME y las Políticas estándar hace alusión a otros estándares nacionales cuando son apropiados, aunque éstos se hayan preparado por separado. Todos los estándares que se han elaborado de acuerdo con el criterio de ANSI y que han sido aprobados por el Consejo de revisión de estándares de ANSI, se conocen como "Estándares Nacionales Americanos".

Aún cuando las bridas, válvulas y conexiones se aceptan en el Código como productos para usarse en construcción, de acuerdo a la serie B-16 de estándares, hay varios requisitos de aplicación en PG-42, que deben cumplirse para que se puedan utilizar en las calderas.

PG-44 indica que las aberturas para inspección tienen menos requisitos que las entradas de hombre o registros de mano; este párrafo da reglas para diseño.

Del PG-46 al PG-49 se establecen reglas para construcciones atirantadas, incluyendo los requisitos de fijación, espesor de placa y tamaño de los tirantes. Estas reglas suministran el soporte necesario para superficies planas o curvas sin concentraciones excesivas de esfuerzos en los puntos de fijación de los tirantes a la placa.

PG-52 y PG-53 LIGAMENTOS

Estas reglas establecen los métodos para determinar la eficiencia del metal entre los barrenos para tubos, que se usan para obtener el espesor requerido en el domo o cabezal. Puesto que esencialmente todas las calderas tienen algunos tubos con espaciamentos muy cerrados cuando se conectan a domos o cabezales, se hace necesario calcular algunas eficiencias de ligamentos.

Los cálculos son bastante simples y se dan gráficas con ejemplos de patrones de espaciamento de tubos para ayudar al diseñador. Las reglas de PG-52 son para grupos de aberturas que forman un patrón definido, y las de PG-53 para los que no tienen un patrón definido.

Como se vio antes, la eficiencia de ligamento "E" se usa en las fórmulas de PG-27 para establecer el espesor del domo o cabezas

TUBERÍA EXTERNA DE LA CALDERA Y SUS CONEXIONES
PG-58 CONEXIONES DE SALIDA Y TUBERÍA EXTERNA
PG-59 REQUISITOS DE APLICACIÓN PARA LA PROPIA CALDERA

La Sección I siempre ha mantenido la jurisdicción con respecto a la tubería externa de la caldera, la cual se extiende hasta incluir las válvulas que exige el Código. Hace algunos años, el Comité del Código quiso agregar requisitos de diseño para flexibilidad de estas tuberías, pero después de varios estudios y revisión de los requisitos de diseño del "Código para Tuberías a Presión" de ANSI B-31.1, el cual incluye un análisis de flexibilidad, se decidió que la Sección I podría hacer referencia a ese Código para el diseño de la tubería externa de la caldera. Debido a la necesidad de identificar qué es lo que se entiende por las conexiones propias de la caldera, en el Preámbulo se describen esos términos, que pueden incluir tubería interna y externa de la caldera. Para aclararlo mejor, usaremos diferentes explicaciones.

La tubería propia de la caldera, es la que normalmente se incluye en el alcance exclusivo del fabricante. Esto cubre típicamente la línea entre el economizador y el domo, los tubos de bajada del sistema de circulación, y la tubería de conexión entre las secciones de un sobrecalentador o calentador. Las reglas para estas tuberías se encuentran dentro del alcance de la Sección I en el párrafo PG-59.

La tubería externa es aquella que se extiende hacia afuera de los componentes de la caldera hasta las válvulas que requiere el Código. En las figuras PG-68.3.1 y PG-58.3.2 se muestran, tanto las tuberías propias como las externas de la caldera. Estas últimas incluyen la de agua de alimentación, vapor principal, venteos, drenajes, purgas y la tubería para instrumentos. Los materiales, diseño, fabricación, instalación y prueba deben estar de acuerdo con ANSI B-31.1, "Tubería de Potencia".

La tubería que no es de la caldera está más allá de los valores que se establecen en la Sección I. Normalmente ésta se suministra como "Tubería ANSI B-31.1".

En PG-59, se muestran los requisitos de aplicación para la tubería propia de la caldera, se tienen reglas para las conexiones de esta tubería, y requisitos para tubería de purga, drenajes, válvulas y conexiones.

PG-60 REQUISITOS PARA TUBERÍAS, VÁLVULAS Y CONEXIONES MISCELÁNEAS

Este párrafo es relevante debido a los requisitos para indicadores de nivel y columnas de agua. La importancia de la precisión en la indicación del nivel de agua, redundante en la operación segura de las calderas, y por ello, estas reglas son bastante específicas para asegurar esta precisión.

SUMINISTRO DE AGUA DE ALIMENTACIÓN.

El requisito más importante para el suministro de agua de alimentación es que se tengan al menos, dos fuentes de suministro para aquellas calderas que tengan más de 50 m² (500 pies²) de superficie de calefacción. Las condiciones para la tubería y válvulas de agua de alimentación están cubiertas en PG-58.

VÁLVULAS DE ALIVIO Y SEGURIDAD

PG-67 a PG-73 cubren los requisitos para válvulas de seguridad, siendo éstos los de capacidad, presiones de ajuste, limitaciones de sobrepresión, el uso de válvulas de seguridad con actuador, pruebas, montaje, operación, requisitos mecánicos y certificación de inspección y capacidad.

Algunos de los requisitos más significativos, son: Las válvulas de seguridad de resorte cargado proporcionan un medio automático para prevenir sobrepresión. Los requisitos limitan las válvulas a lo que comúnmente se conoce como "3% de acumulación" en contraste con el 10% que permite la Sección VIII. Acumulación es el incremento de presión necesario, arriba del punto de ajuste, para llevar a la válvula a la posición de totalmente abierta.

Las tres presiones más importantes para una válvula de resorte cargado, son: (1) el punto de ajuste; (2) la presión necesaria para abrirla hasta la posición de capacidad máxima; (3) la presión a la que vuelve a cerrar. La diferencia en por ciento entre el punto de ajuste y la presión a la que vuelve a cerrar se conoce como purga (BLOWDOWN). La figura PG-67.4 ilustra algunas de las reglas de ajuste, por ejemplo, una de las válvulas instaladas debe ajustarse 3% por abajo de la presión máxima permisible de trabajo; así mismo, todas las válvulas deben abrir totalmente antes de que la presión de la caldera exceda el 6% de la presión máxima permisible de trabajo. Ninguna válvula debe ajustarse a más del 3% por arriba de la presión máxima permisible de trabajo, y el máximo "BLOWDOWN" permitido es del 4% por abajo de la presión de ajuste.

Los requisitos de capacidad de las válvulas de seguridad se basan, ya sea en la superficie de calefacción de la caldera y de las paredes de agua (PG-70) o en la capacidad máxima que la caldera puede generar sin permitir que la presión aumente más del 6% por arriba de la presión máxima permisible de trabajo (67.2). Para la mayor parte de calderas con combustibles fósiles generalmente prevalece esta última regla. Las reglas también se dan en función de la cantidad de vapor que puede liberarse a la salida del domo y del sobrecalentador (68.2).

El Código exige que los fabricantes de válvulas de seguridad demuestren a los inspectores del "Consejo Nacional de Inspectores de Calderas y Recipientes a Presión" (NBBPVI), su habilidad para fabricar válvulas de seguridad, a fin de que cumplan con la capacidad para obtener su certificación correspondiente. Cuando cumplen satisfactoriamente con la capacidad e inspección respectivas, los fabricantes pueden obtener el permiso

correspondiente para usar el símbolo estampado del Código. Estos requisitos aparecen en PG-69 y PG-73.

FABRICACIÓN

Las reglas para fabricación se establecen en PG-75 a PG-82. Estas se relacionan primordialmente con las limitaciones dimensionales y con las tolerancias en los procesos de fabricación, manteniendo la placa de identificación y reparando los defectos en los materiales.

INSPECCIÓN Y PRUEBAS

En los primeros comentarios generales se mencionó el "Sistema de Certificación de ASME". Uno de los elementos de este sistema es el inspector autorizado, el cual actúa como la "Tercera Parte" de la inspección al fabricante. En PG-90 se requiere que la inspección durante y al completar la fabricación, la efectúe un "Inspector Autorizado". En PG-91 se hace referencia a la calificación requerida de inspectores. Este dice:

"La inspección que requiere esta Sección debe hacerla un inspector empleado por un estado o municipio de los Estados Unidos, una provincia de Canadá, o por un inspector empleado regularmente por una compañía de seguros autorizada para emitir un seguro para calderas y recipientes a presión. Estos inspectores deben estar calificados por un examen escrito bajo las reglas de cualquier Estado de los Estados Unidos o provincia de Canadá, los cuales han aceptado el Código".

En la introducción del Código, se menciona el excelente trabajo que lleva a cabo el Consejo Nacional para obtener un criterio uniforme a través de los Estados Unidos y el Canadá. Una de las actividades del Consejo Nacional es proporcionar programas de entrenamiento y preparar los exámenes que se mencionan en PG-91, los cuales son efectuados por los Estados, así como emitir una "Comisión del Consejo Nacional" a aquellos inspectores que pasaron el examen y recibieron un certificado de competencia del estado que realizó el examen. Esta "Comisión del Consejo Nacional" está generalmente reconocida por todos los estados y provincias que han adoptado el Código ASME, de tal manera, que las inspecciones que se realizan en una planta de un estado son aceptables en los demás estados.

PG-99 PRUEBA HIDROSTÁTICA

Una vez que la caldera está terminada, se requiere efectuar una prueba hidrostática, ya sea en la planta de fabricación o en el campo, según el caso. La prueba debe realizarse a temperaturas mayores de 21°C (120°F) con la inspección cuidadosa. La reducción en la presión y la temperatura máxima es por cuestión de seguridad para el inspector mientras se realiza la prueba.

CERTIFICACIÓN POR ESTAMPADO Y REPORTES

Del PG-104 al PG-113 se cubren los requisitos para la certificación y estampado comúnmente referido como "SELLO ASME" de calderas y partes de calderas que están construidas conforme a las reglas del Código. El símbolo estampado del Código ASME CODE SYMBOL STAMP sólo la pueden aplicar las organizaciones que tienen el certificado de autorización de ASME. El poseedor del certificado debe usar las formas de reporte apropiadas (PG-112, 113) para registrar el diseño detallado y la información de fabricación que se requiere, y debe certificarse por la firma de un representante autorizado que avale que dicha información es correcta, y que el diseño y fabricación cumplen con el Código. Esta hoja de datos debe estar firmada también por el inspector autorizado que realizó las inspecciones de taller y de campo. Después del Apéndice de la Sección I se incluyen muestras de las hojas de datos.

En PG-105 se describen los símbolos de estampado del Código así como las condiciones para obtener el certificado de autorización. Estos requisitos aparecen en 105.4 y son:

- * Un sistema de Control de Calidad - Apéndice A-300.
- * Un contrato o arreglo con una agencia de inspección autorizada.
- * Revisión por A1 y la jurisdicción (o Consejo Nacional) del sistema de C.C./A.C. y su implementación.
- * Aprobación del "Comité del Sello ASME" una vez que el equipo de revisión hay analizado el reporte con dictamen positivo.

El sello del Código sólo se puede aplicar a una caldera, cuando se han cumplido todas las reglas aplicables del Código a esa caldera. Si el diseño está conforme al Código, pero los materiales usados no lo están, o la inspección no se hizo por un inspector calificado, entonces no se podrá estampar el Sello ASME en esa caldera.

Es importante que se sigan todas las reglas para estampado indicadas en estos párrafos, incluyendo el uso de las formas de reporte apropiadas. Se debe prestar especial atención al uso de formas para partes que no ha manufacturado el fabricante de la caldera, y al reporte maestro con todas las formas soporte necesarias.

PARTE PW

REQUISITOS PARA CALDERAS FABRICADAS POR SOLDADURA

En esta parte las reglas son aplicables a calderas y sus partes componentes, incluyendo tubería que es fabricada por soldadura. Esta parte incluye provisiones para la selección de materiales, diseño, fabricación, inspección y pruebas de calderas así como de sus componentes fabricados por soldadura. Estas reglas se usan en conjunto con la parte PG.

En los requisitos generales de PW-1, se hace referencia a la Sección IX para los procedimientos y pruebas que califican los procedimientos de soldadura y la capacidad de los soldadores. Es responsabilidad de los fabricantes el mantener un control completo sobre los soldadores que empleen y debe estar incluido en su sistema de control de calidad.

Los requisitos de diseño están incluidos en los párrafos PW-8 al PW-19.

En el PW-9 hay un requisito de conicidad de tres a uno cuando placas de diferentes espesor son soldadas a tope. Debido a los espesores diferentes esta conicidad reducirá la concentración de esfuerzos a niveles aceptables según la fabricación de la Sección I.

En el PW-11 se dan los requisitos para la examinación de soldaduras por radiografiado y ultrasonido. Se cita la Sección del Código para la metodología de estos exámenes.

Es importante notar que en el párrafo 11.2, el examen por ultrasonido se requiere únicamente cuando no se pueda obtener un radiografiado satisfactorio.

Uno de los aspectos más importantes de la fabricación por soldadura está incluido en el PW-15 y PW-16. Estos párrafos, y las figuras de referencia PW-16 y PW-16.1, incluyen reglas para colocar toberas y otro tipo de conexiones a recipientes. Cuando se usen estas reglas, es importante notar que los requisitos de esfuerzo del párrafo PG-37, previamente discutidos, deben cumplirse por medio de material de compensación, el cual se identifica para ciertas configuraciones en el 15.1.6.

Los requisitos para atezadores soldados, cuando se usan, se dan en el PW-19.

Los requisitos de fabricación se incluyen del PW-26 al PW-43.

Los métodos permisibles de soldadura incluidos en el PG-27 incluyen los procesos comerciales más comúnmente usados en la industria de calderas y recipientes a presión.

Como se menciono antes, la Sección IX se cita como referencia y el PW-28 para el procedimiento de calificación de soldadores. También se incluyen los requisitos para el registro de procedimientos, máquinas soldadoras, operadores de soldadoras que

deben ser conservados por los fabricantes, así también para la identificación del soldador que efectuó determinada unión por soldadura. Estos registros son necesarios por el Inspector Autorizado para asegurarse que la soldadura se llevó a cabo de acuerdo a las reglas del Código.

En el PW-35 hay importantes requisitos específicos con respecto al terminado de la superficie de juntas longitudinales y circunferenciales. Estos dan valores específicos de material de refuerzo que pueden dejarse así como para socavado. Hay dos razones principales para estos límites: (1) evitar radiografías mal interpretadas, y (2) prevenir concentración de esfuerzos no aceptables.

En el PW-38, sobre el precalentamiento, es importante hacer notar que la información específica dada en el Apéndice A-100 no es mandatoria. El precalentamiento real que se usaría en determinado caso estaría incluido en el procedimiento de calificación de soldadura y en la especificación de soldadura.

La información de A-100 se da como guía únicamente.

En contraste con la guía no mandatoria de precalentamiento, los requisitos para el tratamiento térmico después de la soldadura según párrafo PW-39 son mandatorios. La tabla PW-39 que da estos requisitos, es compatible con diferentes tablas para cada número P. Estas notas extensas de esas tablas, la mayoría de las cuales da excepciones a los requisitos de construcciones específicas. En general, las excepciones se aplican a tuberías de diámetros pequeños y a las limitaciones de espesores de soldadura que varían con el número P.

El texto de los subpárrafos del PW-39 dan las explicaciones y los requisitos para la aplicación de la información de la tabla PW-39.

La reparación de soldaduras no aceptables está dada en el PW-40. Se aplicará el precalentamiento y tratamiento térmico posterior a la soldadura a menor que ciertas condiciones dadas en el inciso P-40.2 se cumplan.

Las reglas específicas para efectuar juntas circunferenciales en tuberías, tubos y cabezales se citan en el PW-41. Todas esas juntas deberán ser radiografiadas excepto como se prevee en el párrafo 41.1.1. al 4.1.1.4. estas excepciones se aplican principalmente a tuberías o tubos dependiendo de su diámetro, espesor y localización en la caldera. En general, los tubos del horno, de la caldera y del sistema de circulación, excepto alimentadores grandes, no requerirán radiografiado.

Otros requisitos dados en 41.2 al 41.6 cubren los detalles específicos para efectuar juntas soldadas a tope, ensamblado, uso permisivo de juntas con soldaduras tipo de caja, y procesos de soldadura.

En el párrafo PW-43 se dan las reglas para establecer la máxima carga que puede soportar un elemento estructural. La figura PW-

43.2 da una gráfica para determinar la carga permisible y en el Apéndice A-71 al A-74 se dan ejemplos del cálculo de cargas permisibles.

Los requisitos de Inspección y Pruebas se citan en el PW-46 al PW-54.

Las obligaciones del inspector están dadas para la inspección que efectúa durante la fabricación con objeto de asegurarse que los procedimientos y soldadores están calificados apropiadamente, y que la soldadura y tratamiento térmico se han llevado a cabo como lo requiere el Código.

Cuando se requieren radiografías, los estándares de aceptación para el radiografiado de las mismas se incluyen en el PW-51. Estos consideran como inaceptables cualquier tipo de fractura o zona de fusión o penetración incompleta, e inclusiones de escoria que excedan los límites anotados en el párrafo 51.13.2. Se le obliga al fabricante a conservar los juegos completos de radiografía por un período de 5 años.

las personas que lleven a cabo el examen de radiografías, deben estar calificados de acuerdo con la Publicación de la Sociedad Americana de Pruebas No Destructivas SNT-TC-1A.

Cuando una soldadura sea examinada mediante ultrasonido, los estándares de aceptación para su examen están contenidos en el PW-52.

~~El personal que verifique los exámenes de ultrasonido debe estar calificado también de acuerdo con el SNT-TC-1A.~~

El párrafo PW-53 contiene los requisitos para la soldadura de placas de prueba y para examinar estas mismas. Estos exámenes deben demostrar que la soldadura de las placas de prueba cumple con las mínimas propiedades mecánicas de las placas que fueron soldadas. Si las placas de prueba no cumplen con los requisitos en un 10% o menos, está permitido efectuar de nuevo pruebas como se describe en el inciso 53.10.

El párrafo PW-54 describe los requisitos para la prueba hidrostática y las reglas permisibles para la soldadura entre una parte a presión y una no sujeta a presión, efectuada después de la prueba hidrostática.

PARTE PR

Esta parte da los requisitos para calderas fabricadas por remachado. Debido al hecho de que la soldadura ha reemplazado al remachado en la fabricación de calderas, el Comité de Calderas y recipientes a presión decidió no continuar enviando nuevas reglas para la construcción por remachado después de la Edición del Código de 1971. Consecuentemente esta parte PR es solamente una página y recomienda que el Código del 1971 deberá ser usado, donde los requisitos están impresos en su totalidad.

PARTE PWT

Esta parte, que es relativamente corta, da los requisitos para calderas de tubos de agua. La mayoría de los requisitos de construcción están contenidos en las partes PG y PW. Sin embargo, hay algunos requisitos especiales en esta parte que serán resaltados.

En el párrafo PWT-10, hay una tabla que puede usarse para determinar el espesor de tubos en lugar de calcularlos de acuerdo con los párrafos PG-27.2.1 o 27.2.2. Esta tabla puede ser usada para tubos que se expanden en domos y cabezales cuando la máxima temperatura media de la pared del tubo no exceda de 370°C (700°F). Esto es particularmente útil para determinar los espesores de la pared de tubos de banco generador y de las paredes del horno para calderas de menos de 127 kg/cm² (1800 lb/pulg²) de presión de diseño.

Otros requisitos en esta parte incluyen los métodos para fijar tubos a domos y cabezales, soldadura de cabezales del tipo caja, área de tapas a atezar, cerrojos para puertas de combustión, y tamaños de puertas de acceso y combustión.

PARTE PFT

Esta parte incluye los requisitos para calderas de tubos de humo. Como todo lo de la Sección I, se usa en conjunto con la Parte PG y Parte PW.

Hay gran número de calderas de tubos de humo fabricadas para usarse principalmente en sistemas de calefacción, suministro de vapor a procesos, y cargas pequeñas de potencia. Las hay generalmente fabricadas en presiones y tamaño estandar, y usan un relativo alto volumen de métodos, en su línea de producción.

Debido a la marcada diferencia que hay en el diseño de una caldera de tubos de humo y una caldera de tubos de agua, hay muchas reglas de diseño y construcción en esta parte no incluidas en los PG y PW. Remarcaremos algunas de las reglas más significativas.

Los espejos son tapas planas y la cámara de combustión así como los tubos que contienen los gases de combustión están bajo presión externa. La unión de tapas y espejos a las envolventes están contenidos en el párrafo PFT-11. En los métodos de unión se incluyen el bridado, soldadura a tope, espejos con brida exterior o interior y soldadura de filete y espejos sin bridas o ceja. En todos los casos los espejos son atezados por los tubos, por atezadores o por ambos.

La máxima presión permisible de trabajo para fluxes, o tubos centrales y los requisitos de espesor mínimo para tubos, se incluyen en el párrafo PFT-12 y tablas PFT-51.1.1 y 51.1.2. Estas tablas incluyen tubos de cobre para usarse con presiones hasta 17.5 Kg/cm² (250 Lb/pulg²); de acuerdo a la especificación SB-75, un material que no es usado en calderas de tubos de agua. Los métodos para fijar los tubos a espejos incluidos en 12.2 también

son diferentes a los usados normalmente en la construcción de calderas de tubos de agua.

Las cámaras de combustión están incluidas en el párrafo PFT-13 al PFT-21. Hay varios tipos diferentes de construcción existentes debido a diferentes métodos de diseño para presión externa. Estos varían con respecto al diámetro y longitud del horno, e incluye en PFT-16, del tipo de anillo reforzado en el PFT-17, el combinado circular liso y corrugado en el PFT-18, y el corrugado en el PFT-19.

Algunos diseños de calderas de tubos de humo usan atiezadores para la zona de tapas planas no atiezada por tubos. Los requisitos para superficies atiezadas se incluyen en el PFT-22 al PFT-38. La amplia variedad de diseños que afectan las áreas a ser atiezadas a usarse, requiere de una variedad de reglas y fórmulas. No se discutirá esto, pero de nuevo anotaremos que hay varias referencias anteriores que se dan en los requisitos de PG para superficie a ser atiezadas.

Los requisitos para la abertura entre la caldera y la válvula de seguridad están dados en el PFT-44. la tabla PFT-44 da las áreas mínimas requeridas para estas conexiones y se basan en la presión de operación y superficie de calefacción. Los requisitos de capacidad deben cumplir con el párrafo PG-67.

Ya que la mayoría de las calderas modernas de tubos de humo son ensambladas en taller, estas se manejarán como una unidad durante el embarque e instalación. PFT-46 contiene los métodos de soporte que también deben cumplir con los párrafos PG-21 y PG-55. estas reglas se basan en reducir los esfuerzos concentrados en los soportes a valores menores y seguros.

Los requisitos para cristales indicadores de nivel según PFT-47, tubería de alimentación según PFT-48 y tubería de purga según PFT-49, están diseñadas para asegurar una adecuada cobertura de agua para los fluxes, y que la inyección de agua de alimentación se localice en tal lugar, que no cause disturbios a la indicación de nivel del agua.

PARTE PFH

Esta parte es de una sola página y nos proporciona requisitos opcionales para los calentadores de agua cuando están localizados en el sistema de la tubería que esté bajo las reglas de la Sección I. La mayoría de los calentadores de agua están localizados fuera de la jurisdicción de la Sección I y están construidos bajo las reglas de la Sección VIII. Para el caso específico que las reglas de la Sección I gobiernen, se requiere que esta parte esté de acuerdo con las reglas de la Sección VIII, y con el ANSI B-31.1. para la máxima presión de trabajo permisible del lado de agua de alimentación del calentador. Hay otros requisitos para la temperatura de diseño de los tubos, estampado, placas de nombre y datos de reportes.

PARTE PMB

Esta parte comprende los requisitos para calderas miniatura que no rebasen los siguientes valores:

40 cm (16 pulg.) diámetro interior de la envolvente.

2m² (20 ft²) de superficie de calefacción.

55.0 dm³ (5 ft³) de volumen total.

7 Kg/cm² (100 psig) de máxima presión de trabajo permisible.

No obstante que estas calderas están incluidas en la Sección I, debido al rango de presiones arriba de 1-(15) y no más allá de 7-(100) kg/cm² - man - (psig), son usadas principalmente para suministrar vapor a comercios especiales, industrias, para procesos de hospital. las reglas serán usadas en conjunto con la parte PG y están dirigidas para suministrar las provisiones necesarias de seguridad que puedan ser dirigidas de las PG debido al tamaño pequeño de estas calderas. estas reglas serán preferentes sobre las de la parte PG en caso de contradicciones.

APÉNDICE

El apéndice contiene información que para su entendimiento lo describe mejor el siguiente título:

"Explicación del Código conteniendo asuntos no mandatarios a menos que específicamente sean referidos por las reglas del Código".

En nuestras discusiones, nos referimos a alguna información que es mandatoria, como el uso de esfuerzos permisibles dados en las tablas PG-23.1 y PG-23.2 y las bases para establecer estos en A-150.

Otras partes de importancia del Apéndice incluyen lo siguiente:

- * Aprobación de materiales nuevos A-75 al A-80 inclusive.
- * Presión de trabajo máxima permisible para envolventes gruesas.
- * Gráficas de porosidad A-250.
- * Sistemas de control de calidad A-350.
- * Guías y formas para reporte de datos A-350.

TABLA PW-39
REQUISITOS OBLIGATORIOS PARA TRATAMIENTO TERMICO POSTERIOR A LA SOLDADURA DE PARTES Y ACCESORIOS A PRESION

Material	Temperatura Mínima que Debe Mantenerse, °F	Tiempo Mínimo que Debe Mantenerse a la Temperatura Normal para Espesor de Soldadura (Normal)		
		Hasta 2 pulg.	Más de 2 pulg. hasta 5 pulg.	Más de 5 pulg.
P No. 1 Grupo No. 1, 2, 3	1100	1 h/pulg., 15 min mínimo	2 h más 15 min por cada pulgada adicional arriba de 2 pulg.	2 h más 15 min por cada pulgada adicional arriba de 2 pulg.

NOTAS:

- (1) El tratamiento térmico posterior a la soldadura no es obligatorio para los materiales No. P 1 bajo las condiciones siguientes:
 - (a) para soldaduras circunferenciales en tubo de cádula, tubos flus, o cabezales cuando el tubo, tubos flus o cabezales cumplen con un espesor de pared nominal de 1/4 pulg. o menos en la junta.
 - (b) para soldaduras de filete empleadas en bridas para soldar deslizantes o de caja y en accesorios que estan de acuerdo con las reglas de PW-41, cuando se satisfacen las siguientes condiciones:
 - (1) un espesor de garganta de soldadura de filete de 1/4 pulg. o menos, independientemente del espesor de metal base
 - (2) un precalentamiento mínimo de 200°F cuando el espesor de una parte a presión excede en la soldadura a 1/4 pulg.
 - (c) para soldaduras de filete que unen partes a presión con partes a presión que tienen un espesor de garganta de 1/4 pulg. o menos, siempre y cuando se aplique un precalentamiento a una temperatura mínima de 200°F cuando el espesor de la parte a presión excede de 1/4 pulg.
 - (d) para soldaduras empleadas para uniones de partes a presión absorbente de calor extendida con los tubos flus y con pasadores para unión del aislamiento a las partes a presión.
 - (e) para tubos flus o registros de hombre en calderas de inspección o accesorios, retenores de presión, que se aseguran por medios físicos (como soldadura por rodillos, construcción saliente, roscas de máquina, etc.) y soldados a sello, siempre y cuando la soldadura de sello tenga un espesor de garganta de 1/4 pulg. o menos.
 - (f) para birlos soldados a partes a presión para fines no incluidos en (d) anterior, siempre y cuando se aplique un precalentamiento a una temperatura mínima de 200°F cuando el espesor de la parte a presión excede de 1/4 pulg.
 - (g) para la unión soldada de tubo a espesor de tubo de material No. P 1, de Grupo Nos. 1 y 2 en las calderas de tubos de acuerdo con los esquemas (f) y (g) de la Fig. PFT-12.1, si la profundidad de la ranura de soldadura ó de la preparación no excede de 0.375 pulg., con la condición de que se aplique un precalentamiento mínimo de 200°F cuando el espesor del espesor de tubos excede de 1/4 pulg.
- (2) Cuando es impráctico hacer el tratamiento térmico posterior a la soldadura a la temperatura especificada en esta Tabla, es permisible hacer el tratamiento térmico posterior a la soldadura a temperaturas más bajas, por períodos de tiempo más largos, de acuerdo con la Tabla PW-39.1.
- (3) Para los materiales No. P 1, Grupo 1, el requisito de tratamiento térmico posterior a la soldadura de PWT 11.2 para tubos flus soldados a múltiples o cabezales tubulares no es obligatorio cuando se satisfacen todas las condiciones siguientes:
 - (a) los tubos flus no exceden de 2 pulg. D. E.
 - (b) el cabezal no excede de 8 pulg. del tamaño nominal de tubo
 - (c) el espesor del cabezal no excede de 1/4 pulg.
 - (d) se aplica un precalentamiento mínimo de 200°F

136
160

DECLARACION DE LA POLITICA SOBRE EL USO DE LOS SIMBOLOS Y DE AUTORIZACION DEL CODIGO PARA PUBLICIDAD

La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos ha establecido procedimientos para autorizar a organizaciones calificadas para ejecutar varias actividades de acuerdo con los requisitos del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión. La Sociedad intenta proveer reconocimiento a las organizaciones así autorizadas. Una organización que posea autorización para efectuar varias actividades de acuerdo con los requisitos del Código puede declarar esta capacidad en su literatura publicitaria.

A las organizaciones que están autorizadas para usar Símbolos de Código para el mercado de partidas o construcciones que se han construido e inspeccionado en cumplimiento del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión se les expiden "Certificados de Autorización". La Sociedad se propone mantener la reputación de los Símbolos de Código para el mercado de partidas o construcciones que se han construido e inspeccionado en cumplimiento del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión se les expiden "Certificados de Autorización". La Sociedad se propone mantener la reputación de los Símbolos de Código para el beneficio de los usuarios, las jurisdicciones que los hacen cumplir y los poseedores de los símbolos que cumplen con todos los requisitos.

Con base en estos objetivos, se ha establecido la política que sigue respecto al uso en publicidad, para facsímiles de los símbolos, los Certificados de Autorización y referencia

a construcción de Código. La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos no "aprueba", "certifica", "clasifica", o "respalda" ninguna partida, construcción o actividad y no deberá haber declaraciones o implicaciones que pudieran indicarlo así. Una organización que posee un Símbolo de Código [y/o] un Certificado de Autorización puede declarar en literatura publicitaria que "se construyen (producen o ejecutan) partidas, construcciones o actividades de acuerdo con los requisitos del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión", o que se conducen actividades de acuerdo con los requisitos del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión, o que "reúnen los requisitos del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión".

El Símbolo de ASME se deberá usar solamente para estampado y para placas de nombre como estipula específicamente en el Código. Sin embargo, pueden usarse los facsímiles con el propósito de alentar el uso de tal construcción. Puede ser tal uso por una Asociación o por una sociedad o por un poseedor de un Símbolo de Código que puede también usar el facsímil en publicidad para mostrar que llevarán el símbolo partidas claramente especificadas. Se permite el uso general solamente cuando todas las partidas del fabricante se construyen de acuerdo con las reglas.

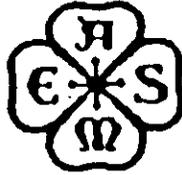
DECLARACION DE POLITICAS SOBRE EL USO DE MARCADO ASME PARA IDENTIFICAR PARTIDAS FABRICADAS

El Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión estipula reglas para la construcción de calderas, recipientes a presión y componentes nucleares. Esto incluye requisitos para materiales, diseño, fabricación, prueba(s), inspección y estampado. Las partidas constituidas de acuerdo con todas las reglas aplicables del Código se identifican con el Sello de Símbolo de Código oficial de la Sección que gobierna el Código.

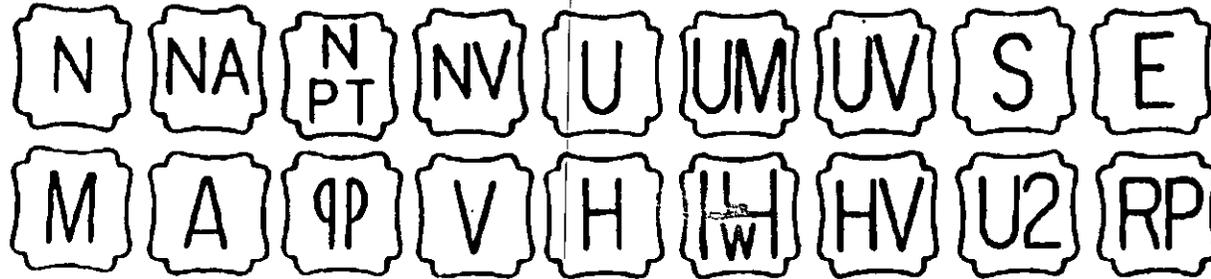
Las Marcas tales como "ASME" y "Norma ASME", o cualquier otra marca que incluya "ASME" o los varios Símbolos de Código no deberán usarse en ninguna partida

que no esté constituida de acuerdo con todos los requisitos aplicables del Código.

No se describirán partidas en las Formas de Reporte de Datos ASME, ni en formas que hagan referencia a ASME, que tiendan a implicar que se han reunido todos los requisitos del Código cuando, de hecho, no se han cumplido los requisitos. Las Formas de Reporte de Datos que cubran partidas que no cumplan completamente con los requisitos (del Código) ASME no deberán hacer referencia a ASME o deberán identificar claramente todas las excepciones a los requisitos (del Código) ASME.



Marca colectiva de los miembros de ASME



Los símbolos anteriores de ASME están registrados en la Oficina de Patentes de EE. UU.
"ASME" es la marca registrada de "The American Society of Mechanical Engineers"

Propiedad Literaria en 1989 por
THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS
Todos los Derechos Reservados

Ninguna parte de este documento puede reproducirse en forma alguna, en un sistema electrónico de reproducción o de algún otro modo, sin el previo permiso por escrito del editor.

Nº de Tarjeta de Catálogo de Biblioteca del Congreso para la Impresión hecha en EE. UU.: 56-3934

Aceptado por el Consejo de la ASME en 1914.

Revisado en 1940, 1941, 1943, 1946, 1949, 1952, 1953, 1956, 1959, 1962, 1965, 1968, 1971, 1974, 1977, 1980, 1983, 1986, 1989

162

A-361

CODIGOS, NORMAS Y ESPECIFICACIONES A LAS QUE SE HACE REFERENCIA EN EL TEXTO

Normas Nacionales Americanas

B1.20.1 - 1983	Roscas de Tubo, Propósito General, Pulgada (9).
B16.1 - 1975	Accesorios para Drenaje, Roscados, de Hierro Fundido
B16.3 - 1977	Accesorios Roscados de Hierro Maleable, Clase 150
B16.4 - 1977	Accesorios Roscados de Hierro Fundido, Clases 125 y 250
B16.5 - 1981	Bridas para Tubo y Accesorios Bridados, Aleación de Acero al Níquel y Otras Aleaciones Especiales
B16.9 - 1978	Accesorios para Soldadura a Tope, de Acero Dulce, Hechos en Fábrica
B16.11 - 1973	Accesorios de Acero Forjado, para Soldadura de Caja y Roscados
B16.15 - 1978	Accesorios Roscados de Bronce Fundido, Clases 125 y 250
B16.20 - 1973	Empaques y Ranuras de Juntas de Anillo para Bridas de Acero para Tubos
B16.24 - 1979	Bridas y Accesorios Bridados, de Bronce, para Tubos, Clases 150 y 300
B16.25 - 1979	Extremos para Soldadura a Tope
B16.28 - 1978	Codos y Retornos de Radio Corto de Acero Dulce para Soldadura a Tope [Nota (1)]
B16.34 - 1981	Válvulas, Extremo Bridado y para Soldadura a Tope - Acero, Aleación de Níquel y Otras Aleaciones Especiales
B16.42 - 1979	Bridas y Accesorios Bridados para Tubos, de Hierro Dúctil, Clases 150 y 300
B31.1 - 1983	Tubería de Presión (W84) [Nota (2)]

Especificaciones ASTM

A 126-73(R1979)	Especificación para Fundiciones de Hierro Gris, para Válvulas, Bridas y Accesorios para Tubos
A 234-75	Especificación para Accesorios de Tubería, de Acero Dulce al Carbono y de Acero de Aleación para Temperaturas Moderadas y Elevadas
B 139-52	Especificación para Varilla, Barra y Perfiles, de Bronce Manganeseo

Metodos de Prueba Estandar de ASTM

E 8-80	Métodos de Pruebas de Tensión de Materiales Metálicos
E 125-63(R1980)	Fotografías de Referencia para Indicaciones de Partícula Magnética en Fundiciones Ferrosas

E 186-73	Radiografías de Referencia para Fundiciones de Acero de Pared Gruesa (2 a 4-½ pulg)
E 280-72	Radiografías de Referencia para Fundiciones de Acero de Pared Gruesa (4-½ a 12 pulg)
E 446-72	Radiografías de Referencia para Fundiciones de Acero hasta de 2 pulg. de Espesor

Código de Pruebas de Comportamiento de ASME

PTC-25.3 - 1976 Válvulas de Seguridad y de Alivio

Especificación ASNT

SNT-TC-1A(1980) Práctica Recomendada para Calificación y Certificación de Personal para las Pruebas No Destructivas

NOTA GENERAL: La fecha de expedición mostrada inmediatamente en seguida del guión después del número de la norma (e g., B1.20 1 - 1983) es la fecha efectiva de expedición (edición) de la norma.

NOTAS:

- (1) Nota precautoria: Véase la norma para provisiones especiales respecto a regimenes de presión de operación a la temperatura.
- (2) La designación que está entre paréntesis indica la Addenda que deberá usarse.

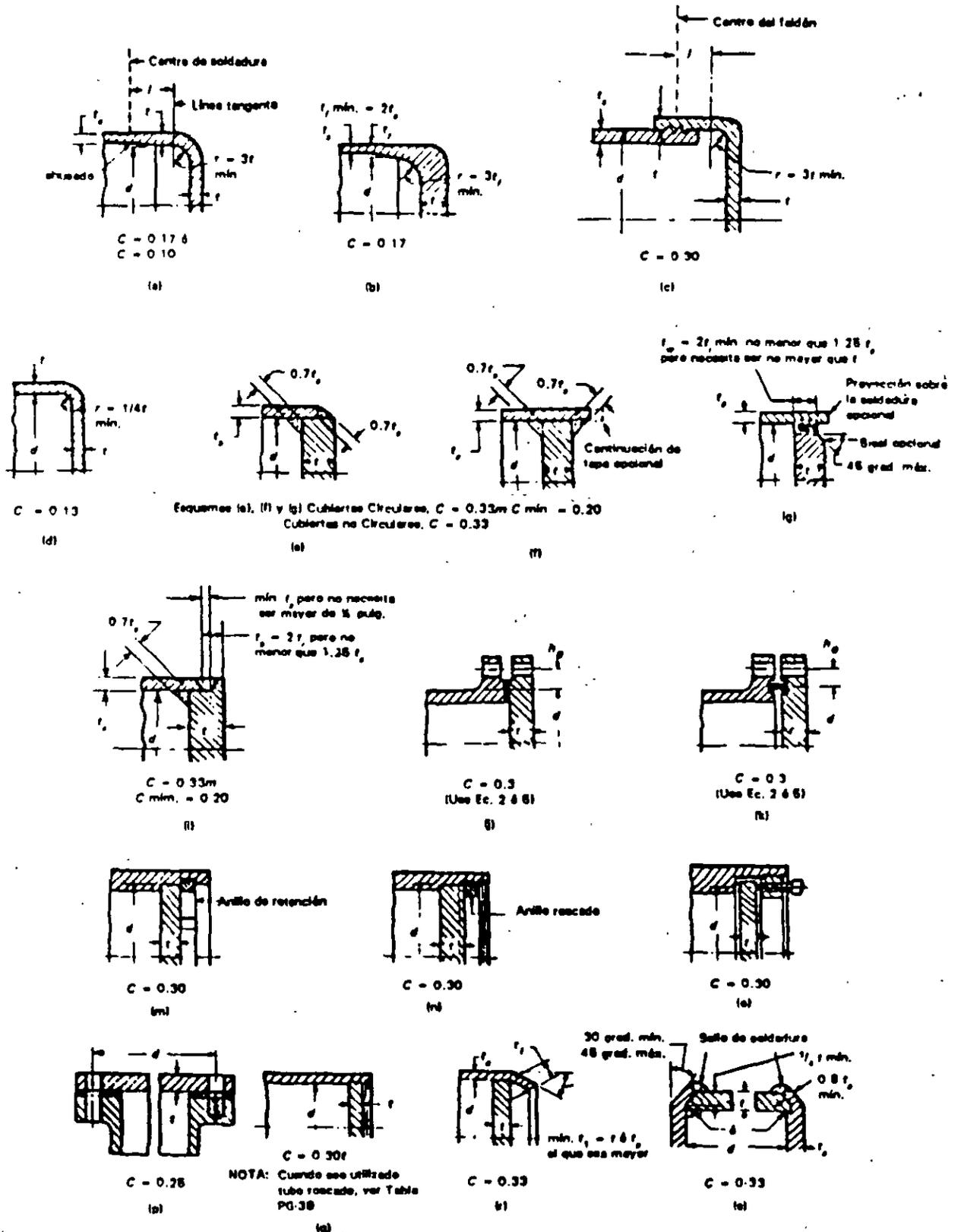
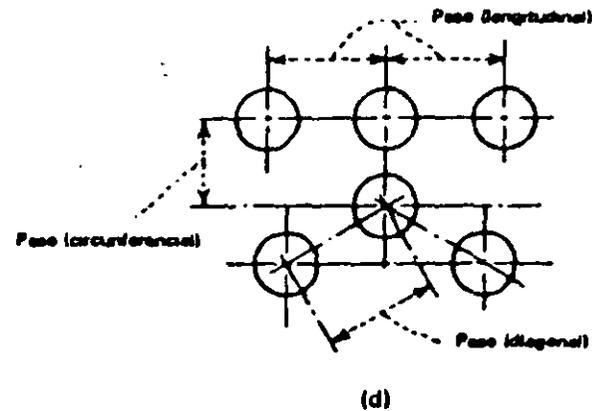
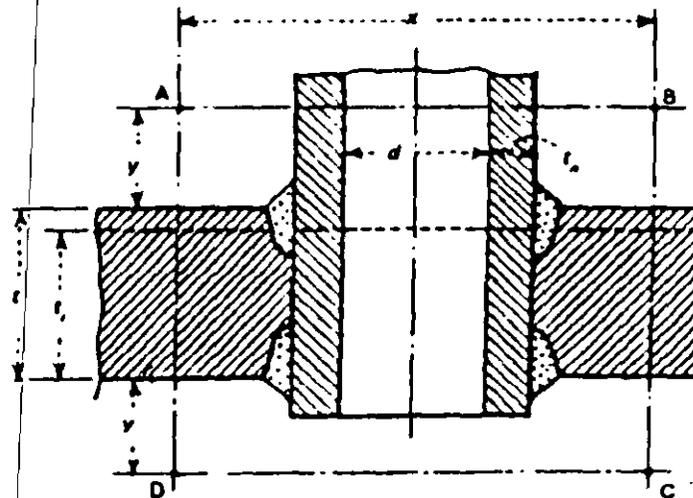
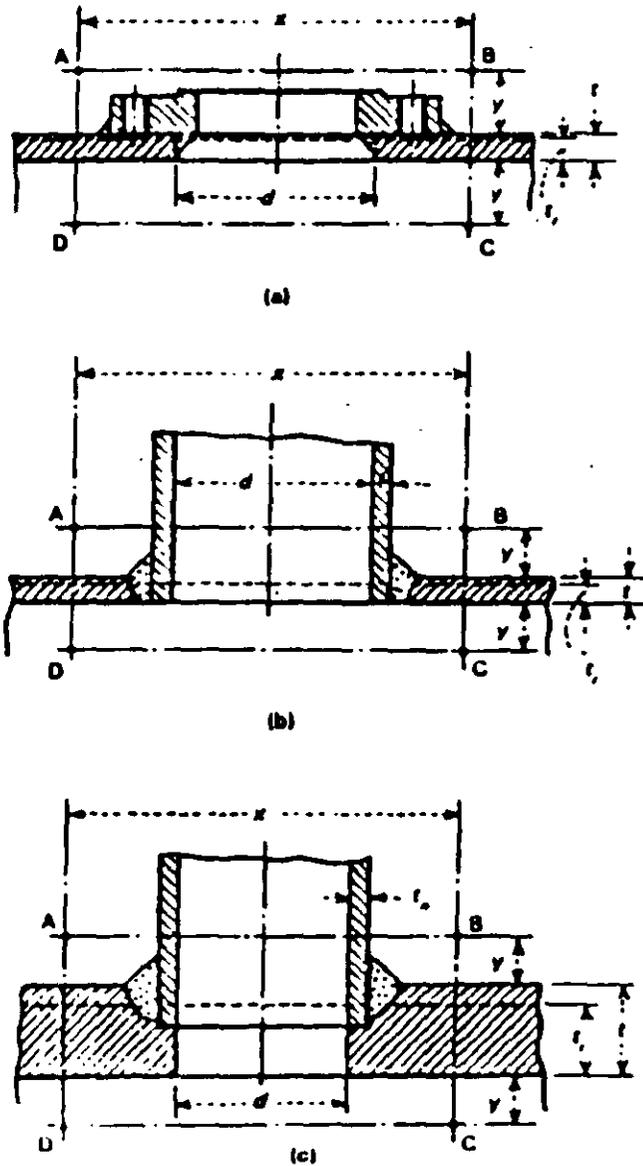


FIG. PG-31 ALGUNOS TIPOS ACEPTABLES DE TAPAS Y CUBIERTAS PLANAS SIN ATIRANTAR
 Las ilustraciones mostradas arriba son solamente diagramáticas.
 Serán aceptables otros diseños que satisfagan los requisitos de PG-31

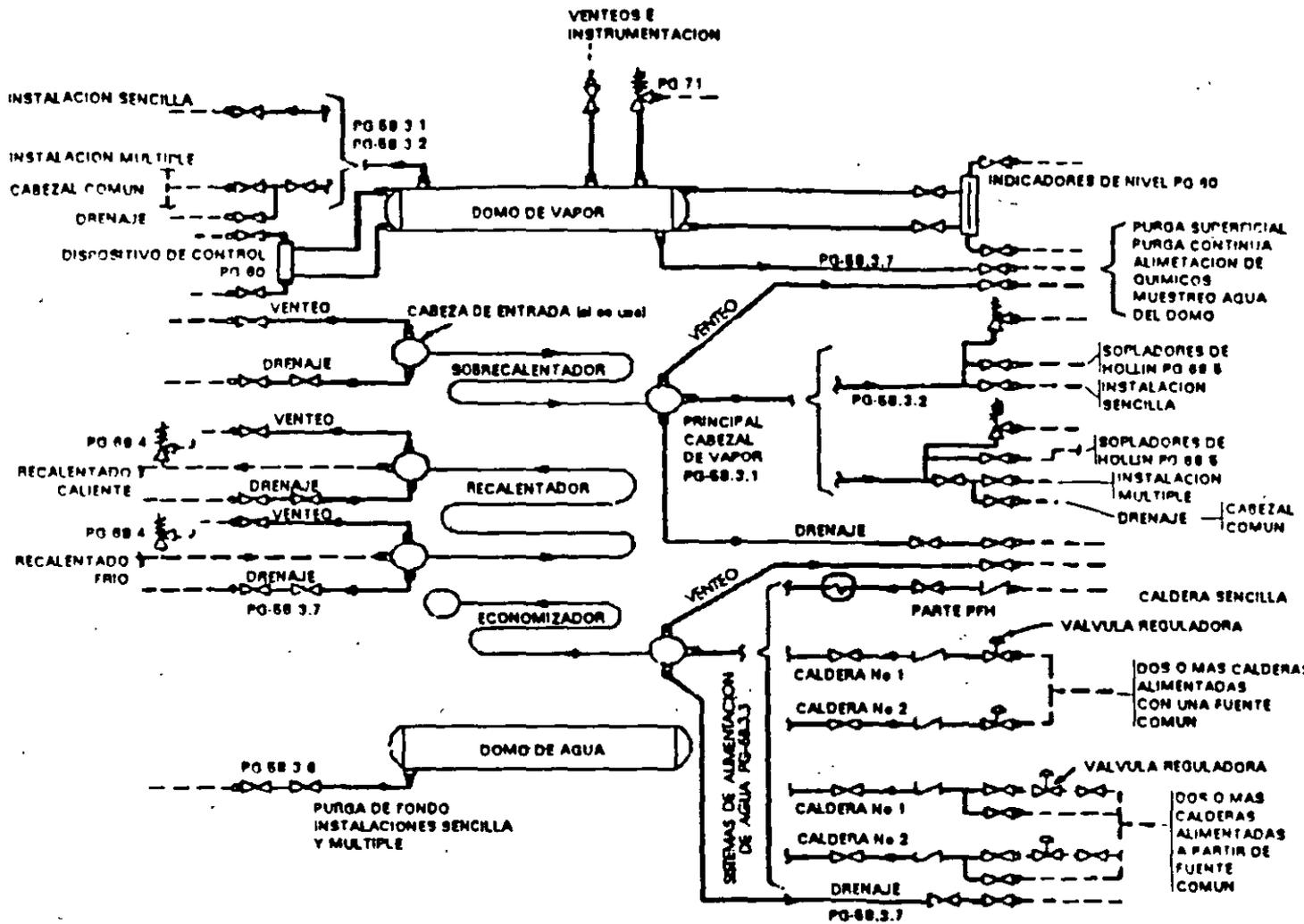


El rectángulo ABCD representa límites de esfuerzo.
 X = El mayor de $2d$ ó $d + 2(t + t_1)$ pero en ningún caso mayor que el paso entre las aberturas.
 Y = El menor de $2\frac{1}{2}t$ ó $2\frac{1}{2}t_1$.

FIG. PG-36 LIMITES DE REFORZAMIENTO PARA ABERTURAS

166

100



- JURISDICCION ADMINISTRATIVA Y RESPONSABILIDAD TECNICA
 Caldera propiamente dicha - El Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión (ASME BPVC) tiene total jurisdicción administrativa y responsabilidad técnica (Refiérase al Prólogo de la Sección I)
- Tubería y Junta Externa a la Caldera - El ASME BPVC tiene total jurisdicción administrativa (certificación obligatoria por el estampado de Símbolo de Código, Formas de Datos ASME e Inspección Autorizada) de la Tubería y Junta Externa de la Caldera. Se le ha asignado la responsabilidad técnica al Comité de Sección ASME B31.1 (Refiérase al Prólogo de la Sección I, párrafos quinto, sexto y séptimo; y al Alcance de ANSI/ASME B31.1, párrafo 100.1.2.A.). En la Sección I, PG-58.3 se hace referencia a las Ediciones y Adenda aplicables en ANSI/ASME B31.1.
- — — — No de la Tubería y Junta Externa a la Caldera - No es de la jurisdicción de la Sección I (Véase el Código ANSI/ASME B 31).

FIG. PG-58.3.1 LIMITES JURISDICCIONALES DEL CODIGO PARA TUBERIA - CALDERAS DEL TIPO DOMO

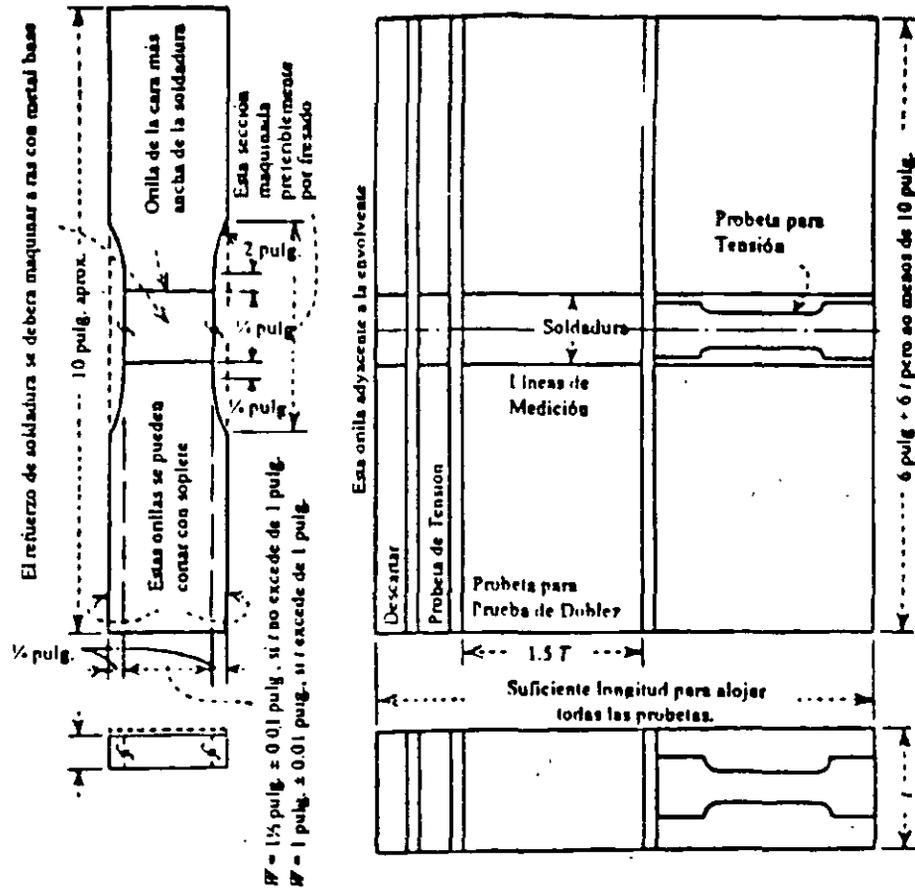


FIG. PW-53.1 PROBETAS DE PRUEBA PARA PLACAS SOLDADAS LONGITUDINALMENTE

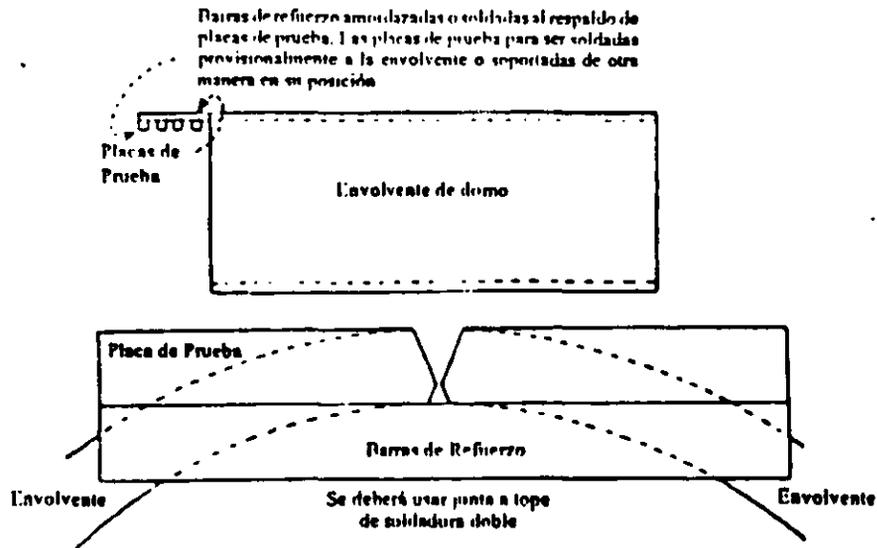


FIG. PW-53.2 METODO DE FORMAR PLACAS DE PRUEBA LONGITUDINALES

168

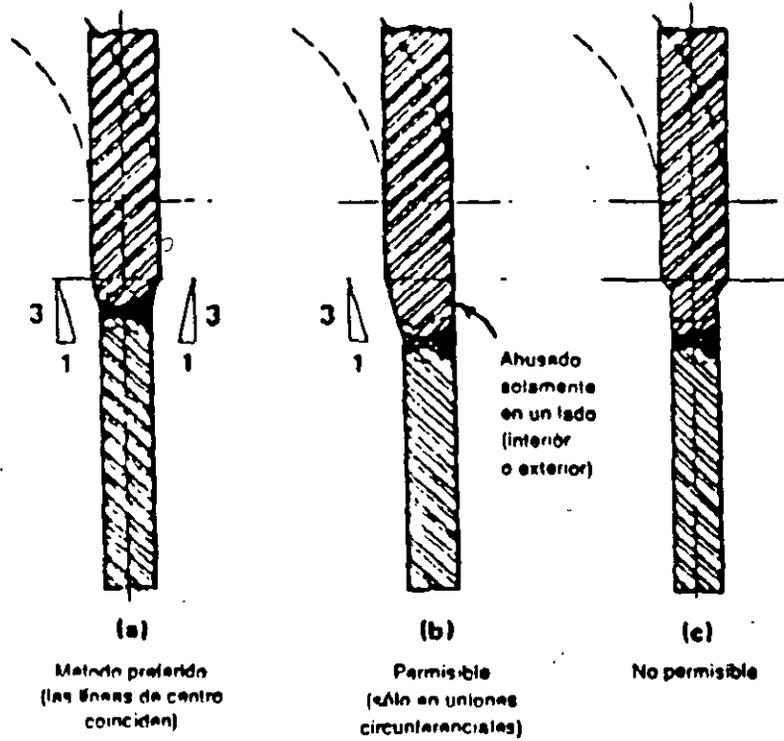


FIG. PW-9.1 SOLDADURA A TOPE DE PLACAS DE ESPESORES DIFERENTES

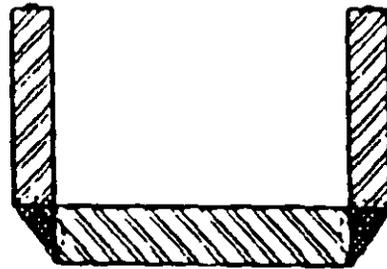


FIG. PW-9.2 EJEMPLO DE SOLDADURA DE ESQUINA SOMETIDA A ESFUERZO FLEXIONANTE

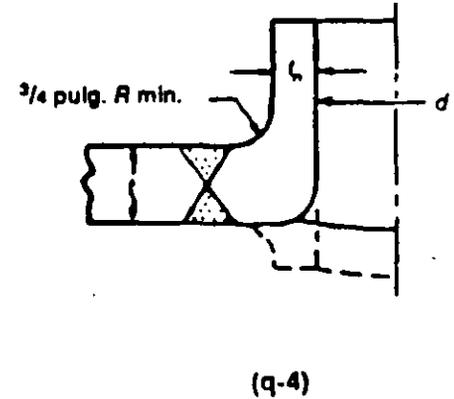
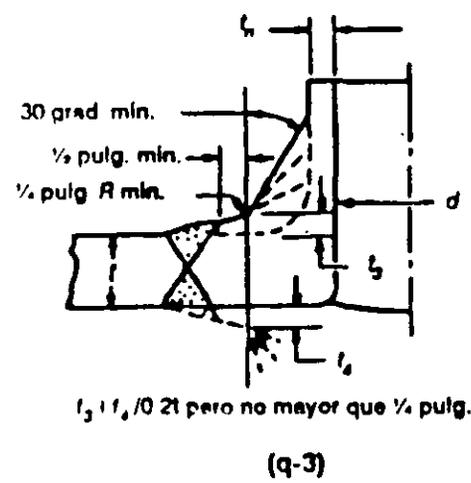
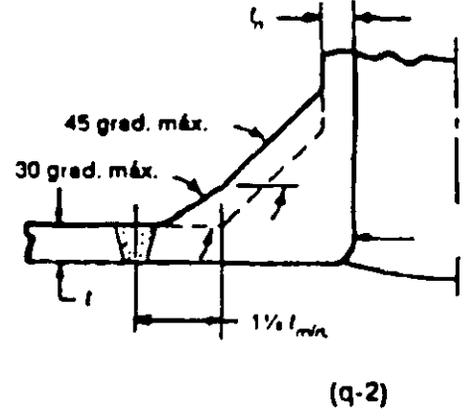
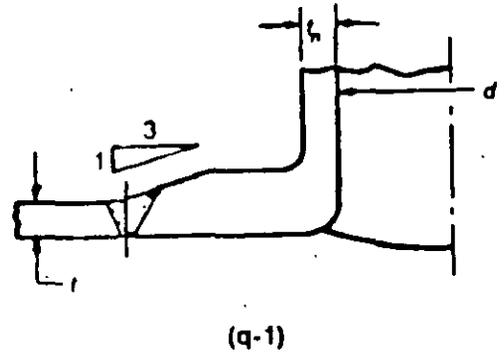
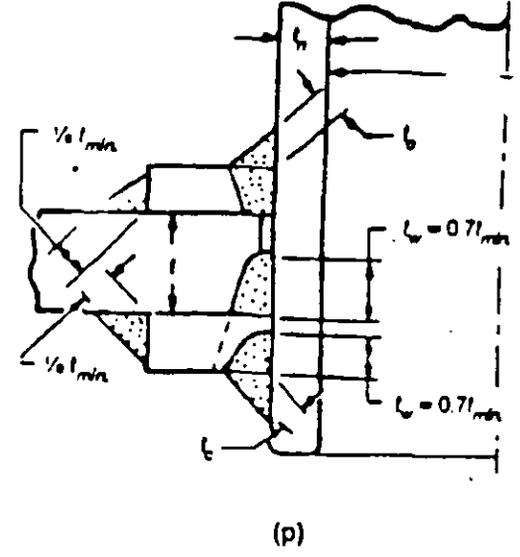
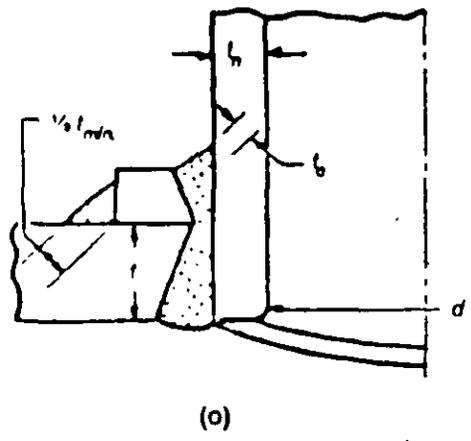


FIG. PW-16.1 ALGUNOS TIPOS ACEPTABLES DE BOQUILLAS Y OTRAS CONEXIONES SOLDADAS A ENVOLVENTES, DOMOS Y CABEZALES (Cont.)

170

Form P-3 (Back)

8(a) Superheater Headers				Heads or Ends			9(a) Superheater Tubes			
No.	Size and shape	Material spec. no.	Thickness in.	Shape	Thickness in.	Material spec. no.	Hydro. test, psi.	Diameter in.	Thickness in.	Material spec. no.
(1)	(2)	(3)	(4) or (5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)

10(a) Other Parts (1)		(2)	(3)	10(b) Tubes for Other Parts	
1					
2					
3					

11 Openings (1) Steam (2) Safety Valve (3) Blower (4) Feed

(No., size, and type of nozzle or outlet) (No., size, and type of nozzle or outlet) (No., size, and type of nozzle or outlet) (No., size, type, and location of connection)

12	Maximum Allowable Working Pressure	Code Par and/or Formula on which AWP is Based	Shop hydro. test psi	Heating Surface sq. ft.	13 Field hydro. test psi
a Boiler					
b Waterwall					
c Economiser					
d Superheater					
e Other parts					

Heating surface to be stamped on drum heads. This heating surface not to be used for determining minimum safety valve capacity.

CERTIFICATE OF COMPLIANCE

We certify the statements in this Data Report to be correct.

Date _____ Signed _____ by _____
(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7) (8) (9) (10) (11) (12) (13) (14) (15) (16) (17) (18) (19) (20) (21) (22) (23) (24) (25) (26) (27) (28) (29) (30) (31) (32) (33) (34) (35) (36) (37) (38) (39) (40) (41) (42) (43) (44) (45) (46) (47) (48) (49) (50) (51) (52) (53) (54) (55) (56) (57) (58) (59) (60) (61) (62) (63) (64) (65) (66) (67) (68) (69) (70) (71) (72) (73) (74) (75) (76) (77) (78) (79) (80) (81) (82) (83) (84) (85) (86) (87) (88) (89) (90) (91) (92) (93) (94) (95) (96) (97) (98) (99) (100)

Our Certificate of Authorization No. _____ to use the (A) or (B) _____ Symbol expires _____

CERTIFICATE OF SHOP INSPECTION

BOILER MADE BY _____ **or** _____

I, the undersigned, holding a valid commission issued by the National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors and/or the State or Province of _____ and employed by _____ of _____ have inspected parts of this boiler referred to as data items _____ and have examined Manufacturer's Partial Data Reports for items _____ and state that, to the best of my knowledge and belief, the Manufacturer has constructed this boiler in accordance with the applicable sections of the ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE.

By signing this certificate neither the inspector nor his employer makes any warranty, expressed or implied, concerning the boiler described in this Manufacturer's Data Report. Furthermore, neither the inspector nor his employer shall be liable in any manner for any personal injury or property damage or loss of any kind arising from or connected with this inspection.

Date _____

Inspector _____ Commission _____
(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7) (8) (9) (10) (11) (12) (13) (14) (15) (16) (17) (18) (19) (20) (21) (22) (23) (24) (25) (26) (27) (28) (29) (30) (31) (32) (33) (34) (35) (36) (37) (38) (39) (40) (41) (42) (43) (44) (45) (46) (47) (48) (49) (50) (51) (52) (53) (54) (55) (56) (57) (58) (59) (60) (61) (62) (63) (64) (65) (66) (67) (68) (69) (70) (71) (72) (73) (74) (75) (76) (77) (78) (79) (80) (81) (82) (83) (84) (85) (86) (87) (88) (89) (90) (91) (92) (93) (94) (95) (96) (97) (98) (99) (100)

CERTIFICATE OF COMPLIANCE

We certify that the field assembly of all parts of this boiler conforms with the requirements of SECTION I of the ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE

Date _____ Signed _____ by _____
(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7) (8) (9) (10) (11) (12) (13) (14) (15) (16) (17) (18) (19) (20) (21) (22) (23) (24) (25) (26) (27) (28) (29) (30) (31) (32) (33) (34) (35) (36) (37) (38) (39) (40) (41) (42) (43) (44) (45) (46) (47) (48) (49) (50) (51) (52) (53) (54) (55) (56) (57) (58) (59) (60) (61) (62) (63) (64) (65) (66) (67) (68) (69) (70) (71) (72) (73) (74) (75) (76) (77) (78) (79) (80) (81) (82) (83) (84) (85) (86) (87) (88) (89) (90) (91) (92) (93) (94) (95) (96) (97) (98) (99) (100)

Our Certificate of Authorization No. _____ to use the (A) or (B) _____ Symbol expires _____

CERTIFICATE OF FIELD ASSEMBLY INSPECTION

I, the undersigned, holding a valid commission issued by the National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspectors and/or the State or Province of _____ and employed by _____ of _____ have compared the statements in this Manufacturer's Data Report with the described boiler and state that the parts referred to as data items _____ not included in the Certificate of Shop Inspection, have been inspected by me and that to the best of my knowledge and belief the Manufacturer and/or the assembler has constructed and assembled this boiler in accordance with the applicable sections of the ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE. The described boiler was inspected and subjected to a hydrostatic test of _____ psi.

By signing this certificate neither the inspector nor his employer makes any warranty, expressed or implied, concerning the boiler described in this Manufacturer's Data Report. Furthermore, neither the inspector nor his employer shall be liable in any manner for any personal injury or property damage or loss of any kind arising from or connected with this inspection.

Date _____

Inspector _____ Commission _____
(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7) (8) (9) (10) (11) (12) (13) (14) (15) (16) (17) (18) (19) (20) (21) (22) (23) (24) (25) (26) (27) (28) (29) (30) (31) (32) (33) (34) (35) (36) (37) (38) (39) (40) (41) (42) (43) (44) (45) (46) (47) (48) (49) (50) (51) (52) (53) (54) (55) (56) (57) (58) (59) (60) (61) (62) (63) (64) (65) (66) (67) (68) (69) (70) (71) (72) (73) (74) (75) (76) (77) (78) (79) (80) (81) (82) (83) (84) (85) (86) (87) (88) (89) (90) (91) (92) (93) (94) (95) (96) (97) (98) (99) (100)

171

FORM P-3 MANUFACTURERS' DATA REPORT FOR WATERTUBE BOILERS, SUPERHEATERS, WATERWALLS, AND ECONOMIZERS

As Required by the Provisions of the ASME Code Rules

1 Manufactured by (Name and address of manufacturer)
2 Manufactured for (Name and address of purchaser)
3 Location of Installation (Name and address)
4 Unit Identification (Complete boiler, superheater, waterwall, economizer, etc.) ID Nos. (Mfrs. Serial No.) (CAN) (Drawing No.) (Mat'l. Id. No.) (Year Built)
5 The chemical and physical properties of all parts meet the requirements of material specifications of the ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE
The design, construction, and workmanship conform to the ASME Rules, Section I, (Year) and Addenda to (Date)
Remarks: Manufacturers' Partial Data Reports properly identified and signed by Commissioned Inspectors are attached for the following items of this report: (Name of part, item number, mfr's name, and identifying stamp)

6(a) Drums

Table with columns: No., Inside diameter, Inside Length, Shell plates (Mat'l. Spec. No., Grade, Thickness, Inside radius), Tubesheets (Thickness, Inside radius), Tube hole ligament efficiency (Longitudinal, Circumferential)

Table with columns: No., Longitudinal joints (No. & type, Efficiency), Circum. joints (No. & type, Efficiency), Heads (Mat'l. Spec. No., Grade, Thickness, Type, Radius of dish, Manholes), Hydro static test psi

*Indicates if (1) Seamless; (2) Fusion welded.

**Indicate if (1) Flat; (2) Dished; (3) Ellipsoidal; (4) Hemispherical

6(b) Boiler Tubes

Table with columns: Diameter, Thickness, Mat'l. Spec. No., Grade

6(c) Headers No

Heads or Ends

6(d) Staybolts

Pitch

6(e) Mud Drum

(For sect. header bolters. State Size, Shape, Mat. spec. no.; Thickness)

Heads or Ends

7(a) Waterwall Headers

Table with columns: No., Size and shape, Material spec. no., Thickness, Shape

Heads or Ends

Table with columns: Shape, Thickness, Material spec. no.

7(b) Waterwall Tubes

Table with columns: Hydro. test, psi, Diameter, Thickness, Material Spec. no.

8(a) Economizer Headers

Table with columns: No., Size and shape, Material spec. no., Thickness, Shape

8(b) Economizer Tubes

Table with columns: Hydro. test, psi, Diameter, Thickness, Material Spec. no.

172

1990 INCIDENT REPORT

INITIAL PART FAILURE	CAUSES							TYPE OF FAILURES							I	
	Low Water Cutoff	Faulty Design, Fabrication or Installation	Corrosion or Erosion	Operator Error or Poor Maintenance	Burner Failure	Pressure Control Failure	Other	Burned or Overheated	Collapsed Inward	Combination Explosion	Cracked	Torn Asunder (rupture)	Leakage	Other	Accidents	Injuries
POWER BOILERS																
Tube	30	1	52	29	10	4	39	41	0	7	30	14	49	5	181	3
Shell	41	0	2	7	1	1	12	3	0	2	29	18	20	11	46	4
Drum	3	0	0	0	0	2	3	2	0	0	2	0	0	2	7	0
Furnace	6	2	3	4	16	0	62	11	2	0	21	6	4	6	62	18
Tube Sheet	24	0	2	6	8	0	108	1	0	11	84	2	2	12	108	7
Header	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0	2	0
Piping	0	0	1	0	2	0	5	0	1	0	1	5	1	0	8	0
Safety Valves	0	0	0	0	0	0	6	0	0	0	0	1	1	4	6	0
Miscellaneous	107	2	5	18	9	7	130	16	1	19	24	7	3	183	269	9
														Subtotal	689	41
STEAM AND HOT WATER STEEL HEATING BOILERS AND FIRED HOT WATER STORAGE TANKS																
Tube	59	0	31	21	1	0	41	33	0	3	29	43	54	24	131	1
Shell	41	3	1	7	0	2	20	23	0	12	0	5	19	20	72	6
Drum	0	0	0	0	2	1	0	0	0	0	1	0	0	2	3	0
Furnace	11	4	6	4	3	0	4	5	0	0	9	6	0	12	32	42
Tube Sheet	16	1	13	5	1	0	21	21	0	1	19	4	8	9	57	3
Header	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0
Piping	0	0	5	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	7	7	0
Safety Valves	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	0	1	0	2	3	0
Miscellaneous	193	1	24	2	14	5	26	3	0	2	6	4	0	240	251	3
														Subtotal	557	55
CAST IRON BOILERS																
Sections	304	22	30	72	29	11	243	28	6	8	669	37	18	9	724	4
Tie Rods	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0
Burners	0	4	0	0	0	0	3	0	0	3	0	0	0	2	6	0
Piping	0	1	2	0	0	0	7	0	0	0	0	6	0	4	10	0
Safety Valves	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0
Miscellaneous	281	3	18	8	11	15	60	5	2	0	2	3	32	341	387	0
														Subtotal	1129	4
PRESSURE VESSELS																
Shell	0	2	140	16	0	7	37	0	6	8	171	4	31	36	246	7
Head	0	8	39	0	0	0	22	0	9	4	24	0	10	23	60	0
Attachments	0	1	0	24	0	0	5	0	0	0	30	0	0	6	0	0
Piping	0	0	26	5	0	0	7	0	0	0	19	0	0	19	0	1
Safety Valves	0	0	0	0	0	0	11	0	4	0	1	0	2	3	10	0
Miscellaneous	0	7	12	9	0	9	96	0	8	3	16	3	1	104	131	4
														Subtotal	516	13
														Totals	2991	113

This report was compiled from data submitted by National Board jurisdictional authorities and authorized inspection (insurance) agencies as of March 1, 1991. It also includes material submitted from several insurance

Subtotal

Totals

EFICIENCIA EN CALDERAS

Mejoramiento Energético Integral.

Alberto Plauchú L.
Ingeniero Consultor.

Resumen.

En los proyectos de demostración y diagnósticos energéticos realizados a la fecha destacan los generadores de vapor como equipos de alta intensidad en consumo energético y de alto potencial de ahorros en energías primaria y eléctrica, así como de reducción de emisiones nocivas al medio ambiente y de ahorro en el consumo de agua.

Esto es más cierto en las instalaciones de generación de vapor de industrias como la química, papelera ó la azucarera en que la casi totalidad de la oferta de energía es generada a partir de instalaciones térmicas y termoeléctricas cuya fuente principal de transformación son las calderas.

Esta presentación se orienta a generadores, plantas y sistemas de distribución de vapor de capacidades y condiciones usuales en la industria. Se repasan brevemente algunos principios termodinámicos de operación conceptual del generador de vapor y de combustión, y se analizan las opciones que pueden tomarse para mejorar su comportamiento energético.

FUNDAMENTOS DE ADMINISTRACIÓN DE CALDERAS Y SISTEMAS.

Balance y Pérdidas de Energía.

El propósito de administrar eficientemente una planta de vapor es obtener el máximo de energía disponible de un combustible y es esencial comprender cómo trabaja la energía en los sistemas que la integran y cuantificarla; esto último expresado en términos del poder calorífico superior (PCS).

Poder Calorífico Superior.

"Es el calor total obtenido en la combustión de la unidad de masa de un combustible con temperatura inicial de 15° C (60° F) cuyos productos de la combustión son enfriados a (15° C) 60 ° F antes de que el calor liberado sea medido", representa la cantidad total de energía al proceso de combustión en el horno de una caldera y lo expresamos en KCAL o BTU. Una Caloría se define como "la cantidad de calor requerido para elevar en 1°C la temperatura de un kilogramo de agua a 4°C (39° F).".

Eficiencia.

La energía que ingresa al proceso es el punto de arranque para conocer su eficiencia. La eficiencia de una caldera es el porcentaje del poder calorífico superior del combustible que se transfiere al vapor o fluido térmico que genera, se identifica también como **eficiencia de combustible a vapor:**

$$\text{Efic} = \frac{\text{Cal salida}}{\text{Cal entrada}} \times 100$$

La limitación que significa no caer bajo el punto de rocío y el aire que adicionalmente al teórico se requiere para completar la combustión, son dos de los factores principales con influencia en las posibilidades de recuperación de calor del PCS.

Uso importante y amplio del vapor.

En el trabajo del vapor se usan sus propiedades de presión, volumen y temperatura, las dos primeras para accionar maquinaria y la última para procesos térmicos.

El vapor fluye hasta el punto de consumo a través del sistema de distribución impulsado por el gradiente de presión, se condensa después de ceder su calor latente para reciclarse parcial o totalmente al proceso, se calienta al punto de saturación, la adición de calor producirá el cambio de fase a vapor nuevamente a temperatura correspondiente a la presión de operación del generador de vapor y las aportaciones posteriores de calor lo llevaran a la condición de sobrecalentamiento.

El vapor sobrecalentado no contiene humedad y esta característica puede conseguirse también cuando el vapor saturado se somete a una reducción de presión como sucede en las válvulas reductoras (VRP) en los sistemas de distribución.

Contabilidad del Calor en el Agua y en el Vapor.

Los contenidos de calor en el agua y el vapor se expresan en Kcal/Kg (BTU/LB) y se designan como entalpía ("h" en tablas y fórmulas). Sus valores a diferentes condiciones de presión y temperatura se consultan en las tablas de vapor para "líquido saturado" (hf), "evaporación" (hfg), "vapor saturado" (hg) y "vapor sobrecalentado" (hs). Las referencias más conocidas son las tablas "Thermodynamic Properties of Steam" Keenan and Keyes y ASME STEAM TABLES. Esta información es útil en el cálculo de energías de entrada y salida en los procesos de un generador de vapor.

Recuperación de Energía en el Sistema de Condensado.

El calentamiento del agua de alimentación a una caldera, requiere una porción importante de la energía total en el vapor, su retorno a la máxima temperatura posible es importante. Es una "regla de dedo" interesante es: "la eficiencia de la caldera se reduce en 1% por cada 6° C (11° F) menos en la temperatura de del agua de alimentación".

Una caldera de baja presión en la que tengamos que llevar de 20 a 80° C la temperatura del agua de alimentación requiere para lograrlo aproximadamente el 15% de la energía en el vapor.

En las centrales termoeléctricas el agua de alimentación ingresa al domo a temperaturas altas, cercanas a la de saturación correspondiente a la presión de operación. En una instalación industrial esto sería una indicación de que las trampas de vapor operan con fugas.

Cálculo de pérdidas y ahorros de combustible basados en cambio de eficiencia.

Hay una diferencia importante entre el mejoramiento en eficiencia y los ahorros en combustible, éstos últimos representan un porcentaje siempre más alto que el incremento en eficiencia.

Mejorar la eficiencia de 80 a 81% representa aproximadamente 1.25% de ahorro de combustible. Los ahorros o pérdidas como resultado de un cambio en eficiencia serán:

$$\text{Ahorros} = \frac{\text{Efic. actual} - \text{Efic. anterior}}{\text{Efic. actual}}$$

El beneficio de mantener en un alto nivel de eficiencia de una caldera se calcula fácilmente:

$$S = W_C \cdot C_f \cdot H_r \cdot (E_i - E_a) / E_a$$

En donde:

S = Potencial de ahorro anual de combustible (N\$/Año).

Wc = Régimen de consumo de combustible en millones de KCal/Hr.

hr = horas de operación anuales.

Ei = Eficiencia ideal.

Ea = Eficiencia actual o eficiencia existente.

Cf = Costo de combustible (N\$/millón de Kcal).

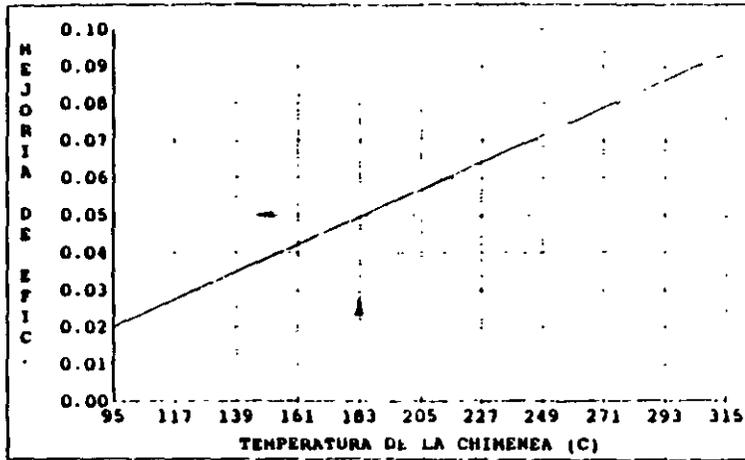


Fig. 1 Cambio de eficiencia (%) por cada 1 % de cambio en exceso de aire a diferentes temperaturas de la chimenea.

Fig. 2 Relacion entre superficies de intercambio y calor absorbido en G V

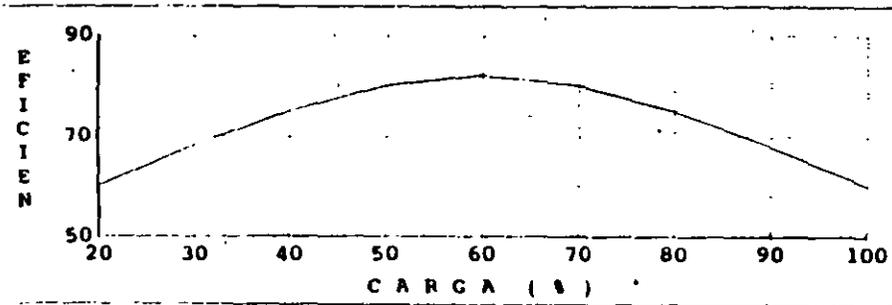
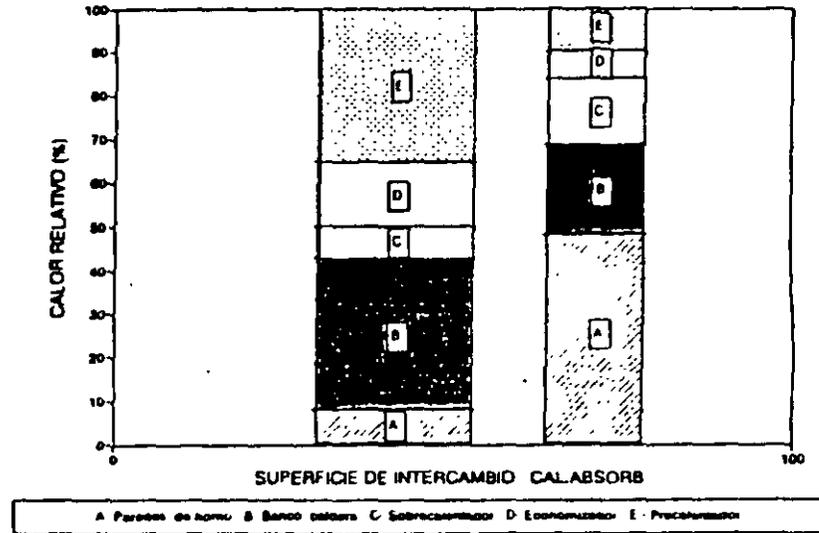


Fig. 4 Eficiencia de caldera a diferentes cargas.

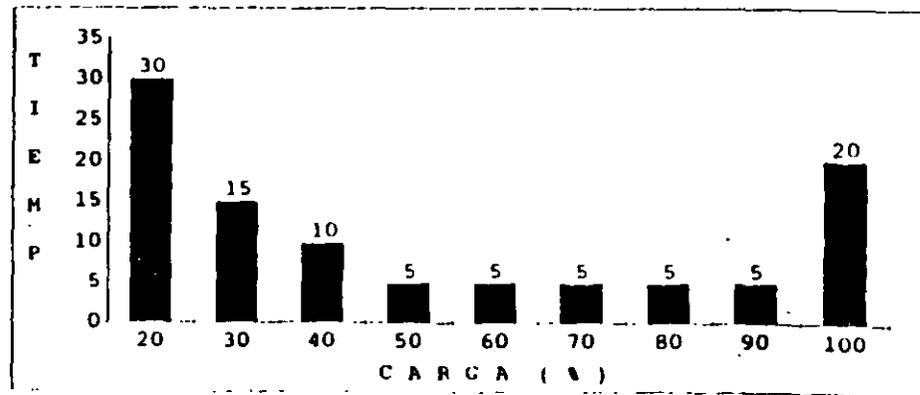


Figura 5 Utilización real de una caldera. - Aplicación típica institucional

La eficiencia de la caldera varía con la carga, el potencial de ahorro de combustible cambia también con el patrón típico de la carga con relación de la eficiencia ideal o de referencia, la fórmula anterior puede usarse para estimar ahorros a una carga típica.

Temperatura de gases.

Es útil contar con una manera rápida de estimar el potencial de ahorro en combustible con algunos índices como temperatura en chimenea o exceso de aire. Fig. 1, para estimar un incremento de eficiencia multiplique el factor (izquierda) correspondiente a la temperatura en chimenea por la reducción de exceso de aire en %.

Mejoramiento de la Transferencia de Calor.

Es importante el análisis de distribución de intercambio de energía en los diferentes componentes de un generador de vapor, la zona más efectiva en la caldera es la que está expuesta a radiación directa de la combustión, la Fig. 2 es útil en este análisis y desde luego esto tiene influencia en la temperatura de la Flama-

DIAGNOSTICO ENERGÉTICO EN LA GENERACIÓN DE VAPOR.

Este diagnóstico es similar a un análisis médico: nos da información, del estado de salud de la instalación de generación de vapor, por la forma de operación y posibles fallas de diseño o la instalación, y que puede ser útil para:

- * Control de la operación del generador de vapor.
- * Definición de puntos básicos para el mantenimiento.
- * Determinación de puntos en que debe actuarse para reducir el consumo.
- * Posibles mejoras del régimen térmico.
- * Establecimiento de prioridades.

La forma de realizar el diagnóstico es variable e influyen, por el tamaño e importancia, tanto la empresa donde se realiza como el propio generador de vapor. En general, puede procederse con un **diagnóstico contable**, que es el más común y sencillo ó el **diagnóstico técnico** que requiere para su elaboración de más cuidado y precisión.

Diagnóstico contable.

Analiza la contabilidad de consumos energéticos, relacionándolos con otros datos, como la producción de vapor real y teórica, el consumo de agua de alimentación, las purgas, porcentajes

de excesos de aire, temperaturas de gases, etc. y se emplean los datos de los reportes de trabajo estableciendo una serie de índices, como los mostrados a continuación:

Producción de vapor ----- (tv/tc)	Consumo de energía eléct. ----- (kwh/tv)
Consumo de combustible	Producción de vapor
Producción de vapor ----- (tv/up)	Consumo agua alimentación ----- (taa/tv)
Unidad de producto	Producción vapor

ó cualquier otra relación contablemente conveniente, y se les fijan valores óptimos, las desviaciones de éstos son una indicación de desajustes que es necesario corregir.

Este diagnóstico es primario, solamente detecta desviaciones, pero no describe e identifica las causas.

¿Cómo puede intervenir el operador en el diagnóstico contable?

De manera muy directa e importante: suministrando los datos base para la contabilidad, de cuya precisión y confiabilidad va a depender la veracidad de las conclusiones y la validez de las correcciones que pudieran introducirse para reducir el consumo.

Diagnóstico técnico.

Es un estudio más profundo del comportamiento energético que determina, entre otros parámetros, el "rendimiento" o eficiencia, utilizado universalmente para comparar el funcionamiento energético de los generadores de vapor. La "Energía Útil" será la que lleva el vapor a proceso ó generación, la "Energía consumida" es la total aportada al generador de vapor en sus diferentes formas.

En general, el diagnóstico contable, se realiza a diario o periódicamente, en cambio el diagnóstico técnico completo se realiza con menor frecuencia o cuando el diagnóstico contable aconseja un estudio más detenido.

En esta visión global de eficiencia caben tres etapas fundamentales de análisis del flujo de la energía que representan puntos potenciales de pérdidas y por lo tanto, de ahorros.

La primera es la conversión del combustible u otro insumo energético al agua ó vapor. La segunda es la transportación del vapor a través de la red de distribución y la tercera etapa es su utilización por el destinatario último, un área de proceso, una turbina o un intercambiador de calor.

Para determinar el rendimiento, se analizarán los diferentes tipos de pérdidas que pueden existir en un generador de vapor.

¿Qué corrientes de materia extraen del generador energía no útil?

Los productos de combustión (gases y combustibles no quemados), las purgas y venteos, las fugas de gases y las escorias y cenizas en su caso.

No todas las pérdidas de energía van acompañadas de una corriente de materia.

Hay un concepto denominado pérdida por radiación no ligada a corriente de materia que es el calor transferido al medio ambiente desde las paredes, aislamientos, estructuras, etc.

Cálculo de pérdidas ligadas a corrientes de materia.

La cuantía de estas pérdidas depende de la naturaleza de la corriente, de la cantidad de materia y de temperatura.

Pérdidas = Masa X Calor específico X Incremento de temperaturas.

GENERACIÓN DE VAPOR.

Eficiencia de la combustión.

Una combustión completa y económica será siempre el primer objetivo a alcanzar en un programa de optimización energética ya que pueden alcanzarse ahorros importantes de manera inmediata con costo mínimo.

La medición de la eficiencia de la combustión se basa en la composición química de los gases de chimenea.

Eficiencia de la Caldera.

Un trabajo amplio de Diagnóstico Energético debe medir la eficiencia de la caldera relacionándola con la siguiente información:

- I. Tiempo transcurrido desde la última limpieza de superficies de intercambio de calor.
- II. Tiempo transcurrido desde la última revisión del sistema de combustión.
- III. Régimen de la carga.
- IV. Políticas y hábitos de operación y mantenimiento.
- V. Datos de pruebas de combustión - modos de control.

VI. Datos de diseño original - alteraciones posteriores.
Fig. 4 - 5.

Tratamiento de agua vs purgas.

Una baja calidad del agua de alimentación siempre causará inhibición a la transferencia de calor, por incrustación y corrosión. El tratamiento químico y sus consecuentes requerimientos de purgas, continua e intermitente, son aspectos críticos en la eficiencia de una caldera.

Es frecuente encontrar que con argumentos de "seguridad" se purga muy por encima del valor óptimo establecido, con impacto energético negativo.

Pérdidas por radiación y no determinadas.

Normalmente se toman los valores que da el fabricante ó se convienen al realizar pruebas de aceptación o de determinación del Régimen Térmico Óptimo - RTO.

RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADOS.

Aislamientos defectuosos.

En una línea de conducción de vapor siempre se tendrán pérdidas de calor. El aislamiento se diseña originalmente para reducir éstas a un valor óptimo desde el punto de vista económico o consideraciones protección de personal en la planta.

El análisis de los perfiles térmicos en superficies de líneas y accesorios de vapor mostrará claramente las áreas con necesidades de mantenimiento.

Un instrumento ideal para esta medición es el videotermógrafo, se pueden hacer "barridos" rápidos en cabezales, válvulas, bridas y otras áreas de distribución de vapor o de retorno de condensados.

Fugas de vapor.

Con frecuencia se tiende a considerar "normal" la existencia de fugas en juntas, uniones, bridas, etc., la única manera de corregir este costoso criterio es darse cuenta de la importante cantidad de dinero que se arroja a la atmósfera por cada uno de estos pequeños orificios.

Trampas de vapor.

Existen varios métodos para evaluación de trampas dependiendo de su tipo y aplicación. Visual - Mirillas - por Temperaturas - Acústico - Fig. 7

ESTABLEZCA EL ESCENARIO IDEAL.

Resumen de pérdidas	Pérdidas (%)	Millones de Kcal perdidos (anuales)	Millones de pesos (anuales)
Pérdidas en la caldera			
Pérdidas en chimenea	22.8	12,582.9	820
Pérdidas purgas	4.6	2,538.7	165.6
Pérdidas en superficies	1.0	551.9	36
Total	28.4	15,673.5	1,021.6
Pérdidas en el sistema de distribución			
Pérdidas por aislamientos	6.7	3,723.9	241.92
Pérdidas en el sistema de condensado	8.8	4,856.5	316.8
Pérdidas por flasheo en trampas	19.1	10,552	688.32
Pérdidas por derrames en trampas	3.9	2,141.3	139.68
Pérdidas externas de vapor	2.7	1,499	99.7
Pérdidas internas de vapor	1.9	1,070.8	69.8
Total	43.2	23,843.5	1,544.22
Pérdidas combinadas	71.6	39,517	2,575.82
Eficiencia del sistema	28.4		

FIG.7

COMBUSTIBLE	CAPACIDAD DE REGIMEN Millones de Cal/Hr (BTU/HR)			
	2.5 - 4 (10 - 16)	4 - 25 (16 - 100)	25 - 63 (100 - 250)	63 - 125 (250 - 500)
GAS	80.1	81.7	84.0	85.2
ACEITE	84.1	86.7	88.3	88.7
CARBON				
GRANEL	81.6	83.9	85.5	85.8
PULVERIZADO	83.3	86.8	88.8	89.1

Tabla 8 MAXIMOS NIVELES DE EFICIENCIA ECONOMICAMENTE OBTENIBLES (%)

La optimización del comportamiento de calderas en plantas y sistema de distribución de vapor se identifica básicamente con el mejoramiento del Régimen térmico, concepto amplio, gratificante y rentable. Se puede pensar a primera vista que requiere un cúmulo de conocimientos y observación muy precisa.

En realidad involucra un buen entendimiento y comprensión de la dinámica de operación de los sistemas, subsistemas y componentes que integran las instalaciones, y fundamentalmente el conocimiento de los procesos que tienen lugar en los fluidos y energías que intervienen en la generación de vapor.

La realización en forma sistemática de los trabajos hacia la optimización facilita mucho lograr buen éxito.

EFICIENCIA ENCONTRADA O EFICIENCIA EXISTENTE. Es un valor determinado en la condición en la que se inician los trabajos de optimización, debe usarse como línea de referencia para cualquier mejoramiento posterior. Es importante que se registre este valor, será el punto de partida en un programa de mejoramiento del régimen térmico de la caldera. Podrá mostrar los efectos negativos de subestimar sus posibilidades, si la instalación es eficiente, pondrá de manifiesto el crédito para el personal responsable de la planta, en caso contrario, será importante para justificar mediante su evaluación económica, modificaciones a los sistemas existentes o personal adicional requerido. Los siguientes pasos será poner a punto y ajustar la caldera y realizar previamente las reparaciones y mantenimientos necesarios e identificados durante las pruebas iniciales.

FIJE SUS METAS.

EFICIENCIA AJUSTADA. Es el valor obtenido después de realizar ajustes operativos, pruebas de combustión y ajustes de central, y de completar reparaciones menores. Esta será la línea de referencia óptima en cuanto a eficiencia para estimar ahorros posibles o deterioros a futuro.

Una evaluación honesta y precisa del potencial de ahorro disponible debe partir de que el equipo esté en su condición normal en cuanto a operación y mantenimiento cuando no es así, las estimaciones de ahorro y justificaciones para modificaciones o sustitución de equipo, contendrán información falsa y conducirán a decisiones equivocadas.

EFICIENCIA MÁXIMA ECONÓMICAMENTE OBTENIBLE.

Es el valor de eficiencia que puede obtenerse con equipo mejorado ó adicional, si es económicamente justificable. En la Fig. 8 se dan niveles de eficiencia para un rango amplio de capacidades de calderas y diferentes combustibles.

EFICIENCIA MÁXIMA OBTENIBLE. Es aquella que se obtendría con la adición del mejor equipo disponible para mejoramiento de eficiencia, independientemente de la relación costo-beneficio energético y puede tener valores muy altos.

La elevación de la eficiencia puede ser más económica que instalar otra caldera. Esto es importante en los casos en que la capacidad disponible, al mejorar la eficiencia, satisfaga el incremento en la demanda de una planta de calderas.

Hablar de "eficiencia de calderas" no es claro a menos que se defina con precisión, de qué EFICIENCIA se trata.

Tendencias de Curvas de Eficiencias.

A medida que nos acercamos al extremo inferior del rango de operación (turndown ratio), la eficiencia de una caldera tiende a caer subitamente, el volumen de aire a través de quemadores se reduce considerablemente afectando sus características de mezcla y requerirá de un incremento de aire para compensar esta deficiencia, conduciéndonos a bajas eficiencias.

En alto régimen de combustión, la capacidad para recuperar el calor del proceso de combustión disminuye y la temperatura en chimenea aumenta. Esto explica que a altas capacidades, también el valor de eficiencia disminuya.

Debe desarrollarse la curva de eficiencia en todo el rango de cargas para cada unidad y establecer con precisión los valores y para examen posterior de los valores reales de operación.

UN PROGRAMA EFECTIVO DE CONSERVACIÓN DE ENERGÍA.

Estos son los elementos esenciales de un programa de conservación de energía efectivo en una planta de vapor:

- 1.- Propósito y compromiso de la administración.
- 2.- Pruebas de caldera y sistema.
- 3.- Evaluación económica de los proyectos de conservación de energía.
- 4.- Asignación de prioridades a los proyectos.
- 5.- Plan definido.
- 6.- Implementación del plan.
- 7.- Programa de administración de control de pérdidas.
- 8.- Monitoreo o resultados.

Administración del Control de Pérdidas.

La Asignación de un valor anual de pérdidas en dinero a los indicadores de comportamiento de sistema de manera que cada parámetro de operación tenga un impacto significativo en los costos

operativos y permitirá monitorear las pérdidas de energía. Algunos conceptos de administración de control de pérdidas se ejemplifican a continuación.

a) Por cada 5 grados C. de elevación de temperatura en chimenea se tendrá una pérdida anual de NS\$200,000, si no se corrige, en una unidad de 300 MW.

b) Por cada 5% de incremento en exceso de aire los costos anuales de combustible se incrementarán en NS\$ en una unidad de 158 MW si ésta condición persiste.

En esta forma podrán expresarse otros índices, con la observación de que cada planta establecerá sus propios valores.

Monitoreo de Resultados.

El empleo de computadoras y la facilidad de adquisición de altos de las centrales en operación ha traído buenas oportunidades de monitoreo real del comportamiento sobre la base de tiempo completo y ha desplazado la práctica de proceder por suposiciones ó criterios personales.

CONTROL DE GENERADORES DE VAPOR Y EFICIENCIA.

Un incremento del período entre el momento de una desviación del punto de control en una condición y aquel en que se corrige puede resultar en pérdidas, situaciones peligrosas para el equipo o para el personal de operación. Lo anterior trae la necesidad de instrumentos de medición y aparatos de control precisos, sensibles y de respuesta rápida. La eficiencia es altamente dependiente de las condiciones transitorias durante variaciones de carga y que reside la importancia del control en el ahorro energético.

Cada caso tiene una serie definida de condiciones en los fluidos aire, combustible, gases de combustión, agua y vapor para cada carga, que deben mantenerse tan fielmente como se desee: **mejor aprovechamiento de la energía en el combustible mínimos, costos de operación, máxima seguridad, y mayor vida útil de la unidad.** Esto requiere el control preciso de esas condiciones y que las correcciones necesarias se efectúen en el tiempo mínimo posible, especialmente en los generadores de vapor modernos en que la relación entre el almacenamiento de agua en el generador y la evaporación horaria es baja, Fig. 9.

Los objetivos del sistema de medición y control automático son los mismos independientemente de la capacidad de la unidad.

- * Mantener la caldera en operación de máxima eficiencia posible y generando vapor a las condiciones requeridas para usos finales.
- * Máxima seguridad durante la operación.
- * Utilización eficiente del personal.

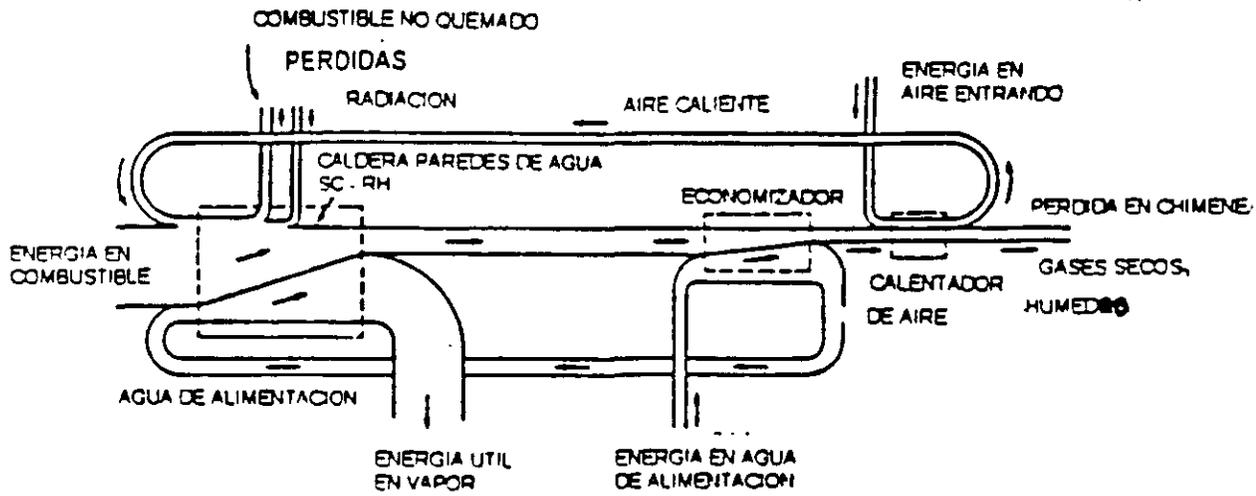


FIG 9 FLUJO DE ENERGIA EN UN GENERADOR DE VAPOR

TABLA PCC-1.- EXCESO DE AIRE OPTIMO

COMBUSTIBLE	METODO DE QUEMADO	EXCESO DE AIRE OPTIMO (%)	O ₂ EQUIVALENTE POR VOLUMEN
GAS NATURAL	-----	5 - 10	1 - 2
PROPANO	-----	5 - 10	1 - 2
GAS DE COKE	-----	5 - 10	1 - 2
ACEITE No. 2	ATOMIZACION C/VAP	10 - 15	2 - 3
ACEITE No. 6	ATOMIZACION C/VAP	10 - 15	2 - 3
CARRON	PULVERIZADO	15 - 20	3 - 3.5
CARRON	ALIMENTADOR	20 - 30	3.5 - 5

FIG 10

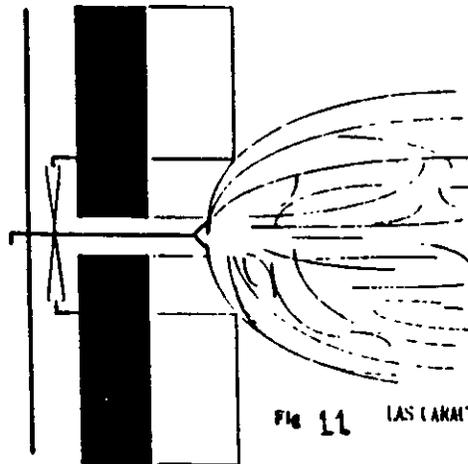


FIG 11

LAS CARACTERISTICAS DE LA FLAMA SIN CORTINAS A LA GEOMETRIA DE UNA FLAMA LOCAL

- * Establecer una guía de referencia para la conservación de la caldera.
- * Generar información confiable necesaria para cálculos de costos unitarios de producción.

El control debe ser suficientemente flexible para reaccionar a los cambios de demanda y satisfacerlos manteniendo óptima eficiencia. Estos son los principales circuitos de control de una caldera, aplicables según el tipo, capacidad, condiciones de operación y servicio.

- CONTROL DE AGUA DE ALIMENTACIÓN.
- CONTROL DE COMBUSTIÓN.
- CONTROL DE TEMPERATURA DE VAPOR - SOBRECALENTADO - RECALENTADO.
- CONTROL DE TIRO EN EL HORNO.
- CONTROL DEL SISTEMA DE PURGAS.
- CONTROL DE TEMPERATURA DEL LADO FRIÓ EN PRECALENTADORES DE AIRE Y ECONOMIZADORES.
- SISTEMA DE SEGURIDAD DE CALDERA.

PRUEBAS DE COMBUSTIÓN Y AJUSTE DE CALDERAS.

En una prueba de combustión se lleva una caldera a su comportamiento óptimo a una carga determinada (puesta a punto) en condición estable y después se ajusta el sistema de control para reproducirlo en condición dinámica en todo el rango y en cualquier momento.

Las mejoras que pueden obtenerse en una caldera en estado de deterioro pueden ser sustancialmente menores que aquellas que se logran bajo condiciones apropiadas de trabajo. Es esencial examinar la unidad antes de proceder con pruebas y efectuar previamente reparaciones y mantenimiento.

Uno de los primeros interrogantes al ajustar la caldera en operación es si requiere sacarla de servicio y abrirla para una inspección formal.

Apariencia de la Flama.

La flama es el corazón del proceso de combustión si no es correcta se tendrá un serio reto para lograr un buen ajuste.

Su buena apariencia y geometría es indicación de combustión eficiente. Es difícil generalizar la característica de una "buena" flama ya que varía según el diseño de quemador y otras condiciones de operación. Fig. 10.

Operar con bajo exceso de aire es una situación ideal, sin embargo la operación a bajo exceso de aire reclama una atención más precisa del personal de planta en el proceso de combustión. El tamaño de la flama es mayor y tiende a llenar el horno completamente, la tendencia es alargarse ya que toma un tiempo mayor el proceso de combustión completo del combustible.

Aspectos fundamentales de pruebas de combustión y ajuste.

Las condiciones básicas para una buena combustión son:

- Tiempo suficiente.
- Temperatura suficientemente alta.
- Turbulencia óptima para mezcla íntima.
- Aire de combustión suficiente.

MÉTODOS DE CÁLCULO DE EFICIENCIA EN CALDERAS.

Un punto clave de un programa de mejoramiento energético es el conocimiento de la eficiencia operativa de la caldera así como el correspondiente incremento desde la condición "como se encontró" hasta la condición de optimización final. Esto puede requerir una serie de pruebas durante un extenso periodo de tiempo.

Una de las bases más reconocidas y aceptadas para pruebas de eficiencia a la caldera es el Código de Pruebas de Potencia (PTC) 4.1 ASME.

Dos cálculos de eficiencia. **Entrada-Salida** y de **Pérdidas de Calor** están incluidas en la **FORMA CORTA ASME**. Este código de prueba de potencia ha venido a ser el procedimiento "estandar" en muchos países. En este código se consideran despreciables las pérdidas de eficiencia y los créditos de calor menores, toma en cuenta solamente el poder calorífico superior del combustible alimentado.

COMPARACIÓN DE LOS MÉTODOS DE ENTRADA - SALIDA Y PÉRDIDAS DE CALOR.

Ambos métodos son matemáticamente equivalentes y podrían dar idénticos resultados si los factores requeridos en el balance térmico (ó pérdidas de calor) considerados fueran generados por mediciones en una caldera realizadas sin error y con instrumentos de alta precisión y altas técnicas de prueba. Sin embargo lo más común en la práctica es que las pruebas a calderas se realicen con

limitaciones en la instrumentación y los resultados entre ambos métodos en general muestran diferencias debidas principalmente a las incertidumbres de las mediciones en los flujos y contenidos de energía en las corrientes entrantes y salientes.

Los valores determinados por estos métodos son de **EFICIENCIA BRUTA** en contra posición a los valores de **EFICIENCIA NETA** los cuales incluyen como entradas adicionales de calor y la energía requerida para operar todos los equipos auxiliares de la caldera (por ejemplo: ventiladores de aire para la combustión, bombas de combustible, calentadores de combustible, alimentadores, etc). Fig. 13.

Se emplean también comercialmente los términos "sin servicios y con servicios" para estos valores de eficiencia.

MÉTODOS DE ENTRADA - SALIDA.

$$\text{Eficiencia (\%)} = \frac{\text{Salida}}{\text{Entrada}} \times 100$$

En este método se mide el calor absorbido por el agua y el vapor de salida y se compara con la energía total de entrada dada por el poder calorífico superior del combustible (PCS) "Entrada".

Este método requiere de una medición exacta del flujo de combustible a la entrada así como de datos precisos de la presión, temperatura, calidad y flujo de vapor, temperatura del agua de alimentación, temperatura de los gases en la chimenea y temperatura del aire, y otros parámetros más, para poder realizar los cálculos completos de balance término.

MÉTODO DE PÉRDIDAS DE CALOR.

$$\text{EFIC \%} = 100\% - \text{PERDIDAS DE CALOR \%}$$

El método de las pérdidas de calor resta las pérdidas individuales, unitarias, de energía del 100% para obtener el porcentaje de eficiencia.

Esta prueba es reconocida como el estandar accesible para rutinas de eficiencia especialmente en industrias donde la instrumentación disponible es mínima.

LAS PÉRDIDAS A MEDIR SON:

- 1.- Pérdida de calor por gases secos.
- 2.- Pérdida de calor por humedad en el combustible.
- 3.- Pérdida de calor por combustión del hidrógeno.

- 4.- Pérdidas por humedad en el aire.
- 5.- Pérdidas de calor debidas a los residuos combustibles.
- 6.- Pérdidas de calor por radiación.
- 7.- Pérdidas no determinadas.
- 8.- Pérdidas por purgas, venteos, consumos por servicios propios.

Este procedimiento no toma en cuenta las pérdidas menores de eficiencia y los créditos por ganancias térmicas, considerando únicamente el calor del combustible como energía de entrada. Además de ser el más preciso en campo, el método de las pérdidas de calor, identifica exactamente donde se producen, contribuyendo así a los esfuerzos de ahorro de energía.

Este método se designa como "de análisis de productos de combustión" ya que las principales pérdidas térmicas consideradas están basadas en la medición de las condiciones de los gases de combustión a la salida de la caldera y en el análisis del combustible.

COMPARACIÓN DE LOS MÉTODOS PARA LA MEDICIÓN DE LA EFICIENCIA EN CALDERAS.

MÉTODO DE ENTRADA - SALIDA.

- a) Método más directo.
- b) Difícil y costoso lograr mediciones precisas.
- c) No localiza las pérdidas de energía.

MÉTODO DE PERDIDAS DE CALOR.

- a) Método indirecto (100% - Pérdidas de energía).
- b) Simple y preciso.
- c) Localiza y determina la magnitud de las pérdidas de energía, da elementos para su corrección.
- d) Permite valorar potenciales de mejoras de eficiencia y ahorros de energía.

RECOMENDACIONES DE MEJORAMIENTO DE LA EFICIENCIA.

Existen infinidad de formas y recursos para reducir los costos de operación de calderas y sistemas de distribución de vapor, al final se muestra un buen número de opciones que son el resultado de pruebas y experiencias en más de MIL PLANTAS, de capacidades grandes y pequeñas, no todas

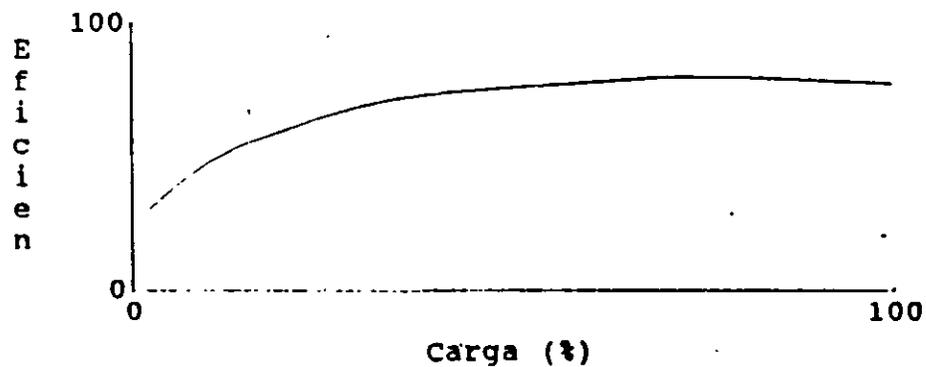
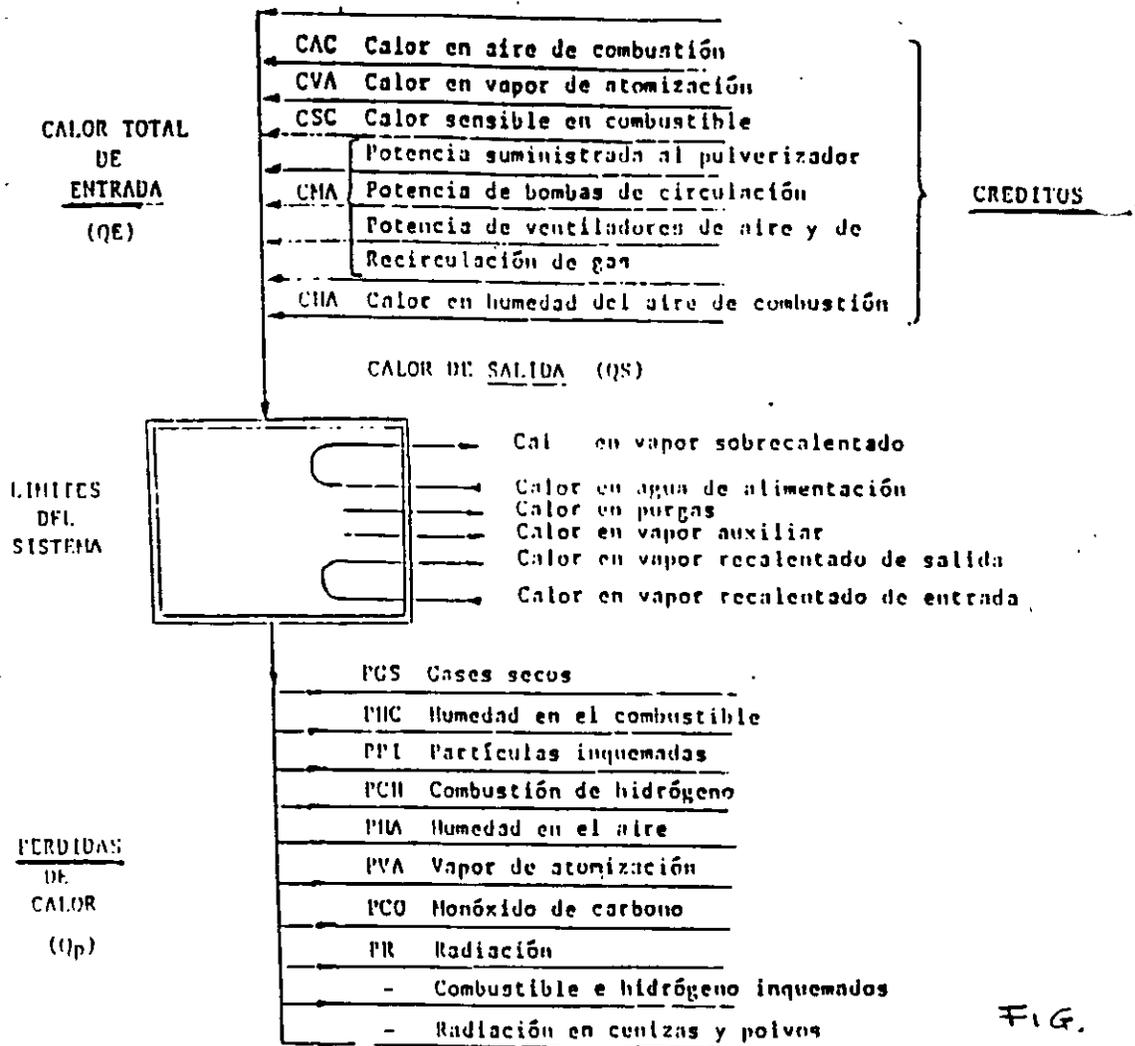


Fig. - 12 A Curva de eficiencia mostrando pérdidas por alto exceso de aire abajo del 50 % de carga.

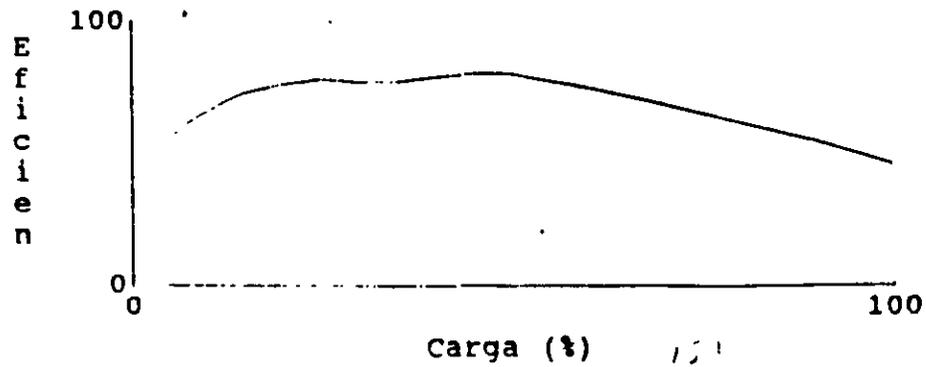


Fig. 12 B Curva de eficiencia con pérdidas por alta temperatura de la chimenea arriba del 50 % de carga

192

las áreas de oportunidad son aplicables a una instalación en particular. La lista no es limitativa y su propósito es alentar los esfuerzos orientados al mejoramiento energético.

En el costo y ahorro potencial de las opciones para mejorar la eficiencia de su planta juegan un papel importante las condiciones de las instalaciones y el valor del combustible utilizado en un periodo típico de operación.

La mayoría de los casos requiere un análisis detallado de la operación de la planta para identificar las causas del desperdicio de energía y encontrar la mejor solución, este trabajo requiere tiempo y esfuerzo. A menudo se dificulta por la escasez de información y mediciones confiables por falta de instrumentación, de instalación permanente y de prueba. Hay muchos ejemplos de plantas que han sido diagnosticadas formalmente y que por esta causa permanecieron con pérdidas de energía y de muchos de millones de pesos no detectadas.

CONCLUSIONES.

- * Las calderas presentan un área de oportunidad de alto potencial de ahorro energético y alta densidad de consumo.
- * Los diagnósticos energéticos en calderas ofrecen posibilidades de beneficios en diferentes formas de energía y en consumo de agua y mejoramiento del ambiente.
- * Un diagnóstico debe incluir el concepto integral de pruebas de combustión y ajuste de control para resultados óptimos.
- * El equipo auxiliar y accesorio es importante en el comportamiento energético de las calderas.
- * El sistema de distribución puede ser un área de potencial comparable o aun mayor que la caldera.
- * La preparación de una caldera para pruebas es fundamental para un diagnóstico exitoso.

REFERENCIAS Y FUENTES DE CONSULTA

- CURSO DE TECNICAS DE AHORRO Y USO EFICIENTE DE LA ENERGIA. EPRI ELECTRIC POWER RESEARCH INSTITUTE.
- HANDBOOK OF ENERGY AUDITS.- ALBERT THUMAN.
- PUBLICACIONES VARIAS DEL IIE.- INSTITUTO DE INVESTIGACIONES ELECTRICAS.
- CURSOS DE AHORRO DE ENERGIA PREPARADOS POR LAS FIRMAS SEPSA, DEPTA C.
- MANUAL DE EFICIENCIA ENERGETICA.-CADEM.- ESPANA.
- PUBLICACIONES Y BOLETINES VARIOS DEL FIDE.
- LA INSTRUMENTACION EN DIAGNOSTICO ENERGETICO.- ALBERTO PLAU-GRU LINA.
- MANUAL DE CAPACITACION.-PROGRAMA INTEGRAL PARA USO EFICIENTE DE LA ENERGIA.-C.F.E. DIVISION GOLFO NORTE.
- EL AHORRO DE ENERGIA LA GRAN OPORTUNIDAD PARA LOS DISTRIBUIDORES DE MATERIAL Y EQUIPO ELECTRICO.-CONACONEE.
- INFORME ESPECIAL DE LA REVISTA "POWER" TITULADO "BOMBAS".
- BOMBAS DEL INSTITUTO HIDRAULICO. TRECEAVA EDICION, 1975.
- MANUAL TECNICO CRANE, No. 410.
- GUIA PARA EVALUACION DE EFICIENCIA EN BOMBAS DE POZO PROFUNDO CIA.
- BOMBAS-SELECCION USO Y MANTENIMIENTO K. Ho. NAUGHTON.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS
ABIERTOS**

**DIPLOMADO EN INGENIERÍA DE CALDERAS Y RECIPIENTES
SUJETOS A PRESIÓN**

MODULO II: INGENIERÍA DE CALDERAS

TEMA:

**METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN DE
LA EFICIENCIA DE UN GENERADOR**

**EXPOSITOR: ING. JORGE IZAGUIRRE MONTIEL
JUNIO 1997**

I N D I C E

I.- T E M A

II.- O B J E T I V O

III.- A N T E C E D E N T E S

IV.- P R O P U E S T A

V.- C O N C L U S I O N E S

I.- T E M A : METODOLOGIA PARA LA EVALUACION DE LA EFICIENCIA DE UN GENERADOR DE VAPOR .

II.- OBJETIVO : EL PRESENTE TRABAJO TIENE COMO OBJETIVO FUNDAMENTAL EVALUAR LA EFICIENCIA DE UN GENERADOR DE VAPOR, MEDIANTE LA APLICACION DEL METODO LARGO ASME, EL CUAL PERMITE DETERMINAR A DETALLE LAS PERDIDAS TERMICAS QUE SE TIENEN EN EL SISTEMA .

III.- ANTECEDENTES : PARA EFECTUAR LOS CALCULOS Y APLICAR LA METODOLOGIA, SE CONSIDERO EL GENERADOR DE VAPOR CB-4 QUE CUENTA CON LOS SIGUIENTES ANTECEDENTES :

- CLAVE : CL-4 .
- TIPO DE CALDERA B-1-DRVM 40/26, CON SOBREALENTADOR INVERTIDO
- CAPACIDAD NOMINAL : 200 TON/HR .
- PRESION DE TRABAJO: 60 KG/CM2 .
- INICIO DE OPERACION ABRIL DE 1988 .
- ULTIMA REPARACION GENERAL, SEPTIEMBRE A OCTUBRE DE 1989 .
- PRESENTA CORROSION INTERNA DESDE SU ARRANQUE .
- ESTE GENERADOR DE VAPOR TIENE LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS:
 - a).- HOGAR A PRESION.
 - b).- PRECALENTADOR AIRE/GASES .
 - c).- PRECALENTADOR AUXILIAR AIRE-VAPOR .
 - d).- QUEMADOR DE GAS COMBUSTIBLE, COMBUSTOLEO Y ALFALTO .
 - e).- ATOMIZADOR CON VAPOR O CON AIRE EN CASO DE QUEMADORES OVER LOOP .
 - f).- CABEZAL DE QUEMADORES UNICO POR CADA COMBUSTIBLE.
 - g).- CIRCULACION NATURAL.
 - h).- UNA ETAPA DE SOBREALENTAMIENTO CON CONTROL DE TEMPERATURA DEL VAPOR (ATEMPERACION) .
 - i).- PILOTOS PARA ENCENDIDO .

EQUIPO AUXILIAR :

UNIDAD SOLOAIRE.- SE UTILIZA PARA CONDENSAR POR MEDIO DE ENFRIAMIENTO EL VAPOR DE BAJA PRESION DE 3.5 KG/CM2, ESTE TIPO DE VAPOR SOBRANTE DE LAS

BINAS Y DE LAS PLANTAS SE EMPLEAN EN CUATRO UNIDADES QUE FORMAN UN CONJUNTO (SOLOAIRE) CON LA FINALIDAD DE APROVECHAR UNA PARTE DEL VAPOR SOBRANTE PARA CONDENSARLO POR MEDIO DE MOTOVENTILADORES DE TIROS FORZADOS.

DEAREADOR. - ES UN ACUMULADOR DE AGUA CUYA FUNCION ES ELIMINAR EN SU TOTALIDAD EL OXIGENO RESIDUAL QUE EXISTA EN EL AGUA DE ATEMPERACION Y ALIMENTACION A LAS CALDERAS, POR MEDIO DE UN PROCESO DE PRESION Y TEMPERATURA A BASE DE VAPOR DE BAJA PRESION, AGUA TRATADA, CONDENSADO Y VENTEO PARA INCONDENSABLES.

IV.- PROPUESTA : SE UTILIZARA EN ESTE TRABAJO EL :

METODO DE SEPARACION DE PERDIDAS (ASME)

BALANCE TERMICO EN UN GENERADOR DE VAPOR .

LA DISTRIBUCION DEL CALOR RESULTANTE DE LA COMBUSTION DEL COMBUSTIBLE EN EL HOGAR DE UN GENERADOR DE VAPOR SE COMPRENDE MEJOR POR MEDIO DE UN BALANCE TERMICO, EL CUAL CONSISTE EN EL CALCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL GENERADOR DE VAPOR Y DE LAS VARIAS PERDIDAS CALORIFICAS CONCURRENTES EN LA COMBUSTION. LOS CONCEPTOS QUE HAY QUE CONSIDERAR SON LOS SIGUIENTES:

1).- CALOR ABSORBIDO POR EL GENERADOR DE VAPOR :

EL CALOR ABSORBIDO POR EL GENERADOR DE VAPOR (INCLUYENDO RECALENTADORES) PUEDE CALCULARSE DE LA SIGUIENTE MANERA:

$$H_1 = \frac{m_s}{m_f} (h_g - h_f)$$

DONDE :

H_1 = KJ ABSORBIDOS POR EL AGUA Y VAPOR POR KG DE COMBUSTIBLE, TAL COMO SE QUEMA .

m_s = PESO DEL VAPOR PRODUCIDO POR LA CALDERA (O BIEN RECALENTADO) EN KG/KR . (gasto másico de vapor)

m_f = PESO TOTAL DE COMBUSTIBLE QUEMADO POR HORA, EN KG, M³/HR TRATANDO DE COMBUSTIBLES GASEOSOS . (consumo de combustible)

h_g = ENTALPIA DE 1 KG DE VAPOR A LA PRESION Y TEMPERATURA EN KJ/KG .

h_f = ENTALPIA DEL LIQUIDO DE 1 KG DE AGUA DE ALIMENTACION EN LAS CONDICIONES EN QUE DICHA AGUA LLEGA A LA CALDERA, EN KJ/KG .

2).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS A LA HUMEDAD DEL COMBUSTIBLE:

LA HUMEDAD DEL COMBUSTIBLE SE VAPORIZA Y ABANDONA LA CALDERA EN FORMA DE VAPOR SOBREALETADO, LA PRESION ABSOLUTA PARCIAL DEL VAPOR EN LOS GASES DE LOS HUMERALES SE SUPONE QUE VALE 0.068646 BAR, SU TEMPERATURA ES LA DE DICHOS GASES.

$$H_2 = m_m (h'' - h'_f) .$$

DONDE:

H_2 = PERDIDAS CALORIFICAS EN KJ/KG DE COMBUSTIBLE TAL COMO SE QUEMA.

m_m = PESO DE LA HUMEDAD, EN KG DE AGUA POR KG DE COMBUSTIBLE TAL COMO SE QUEMA .

h'' = ENTALPIA DEL VAPOR SOBREALETADO A LA TEMPERATURA DE LOS GASES DE LOS HUMERALES Y A UNA PRESION ABSOLUTA DE 0.068646 BAR, EN KJ/KG .

h'_f = ENTALPIA DEL LIQUIDO A LA TEMPERATURA A LA CUAL EL COMBUSTIBLE ENTRA AL HOGAR, EN KJ/KG .

3).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS AL AGUA PROCEDENTE DE LA COMBUSTION DEL HIDROGENO.

EL HIDROGENO DEL COMBUSTIBLE AL QUEMARSE SE TRANSFORMA EN AGUA, LA CUAL ABANDONA LA CALDERA, EN FORMA DE VAPOR SOBREALETADO .

$$H_3 = 9 H_y (h'' - h'_f)$$

DONDE:

H_3 = PERDIDAS CALORIFICAS EN KJ/KG DE COMBUSTIBLE TAL COMO SE QUEMA.

H_y = PESO DE KG DE AGUA POR KG DE COMBUSTIBLE TAL COMO SE QUEMA .

h'' y h'_f MISMAS PUNTO 2 .

↑ (fracción másica)

4).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS A LA HUMEDAD DEL AIRE SUMINISTRADO

$$H_4 = m_b m_{aa} (h'' - h'_f)$$

DONDE:

H_4 = PERDIDAS CALORIFICAS EN KJ/KG DE COMBUSTIBLE TAL COMO SE QUEMA.

m_{aa} = PESO REAL DE AIRE SECO UTILIZADO POR KG DE COMBUSTIBLE QUEMADO EN KG .

$$m_{aa} = (2.67C + 8h + s - O) / 0.21$$

m_b = PESO DEL VAPOR DE AGUA REQUERIDO PARA SATURAR 1 KG. DE AIRE S'

h'' y h'_f MISMAS PUNTO 2 .

a).- PARA CALCULAR m_{aa} SE TIENE :

$$m_{aa} = \frac{28 N_2}{12 (CO_2+CO) \times 0.769} \times \frac{m_f C_f - m_r C_r}{m_f \times 100}$$

$$C_1 = \frac{m_f C_f - m_r C_r}{m_f \times 100}$$

DONDE:

C_1 = CARBONO QUEMADO POR KG DE COMBUSTIBLE, EN KG.

m_f = PESO DE COMBUSTIBLE QUEMADO , EN KG .

C_f = CARBONO DEL COMBUSTIBLE SEGUN EL ANALISIS ELEMENTAL , EN % .

m_r = PESO DEL RESIDUO PROCEDENTE DE m_f KILOGRAMOS DE COMBUSTIBLE, EN KG .

C_r = CARBONO CONTENIDO EN EL RESIDUO, EN % .

5).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS A LOS GASES DE CHIMENEA SECOS

ESTA PERDIDA ES GENERALMENTE LA MAS IMPORTANTE Y SE CALCULA POR LA SIGUIENTE FORMULA:

$$H_5 = m d_g c_p (t_g - t_a)$$

DONDE:

H_5 = PERDIDAS EN KJ/KG DE COMBUSTIBLE, TAL COMO SE QUEMA.

$m d_g$ = PESO DE LOS GASES SECOS A LA SALIDA DE LA CALDERA, EN KG POR KG DE COMBUSTIBLE .

c_p = CALOR ESPECIFICO MEDIO DE LOS GASES SECOS .

t_g = TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION, A LA SALIDA DE LA CALDERA , EN °C .

t_a = TEMPERATURA DEL AIRE AL ENTRAR EN EL HOGAR, EN °C .

a).- $m d_g$ SE PUEDE OBTENER DE LA SIGUIENTE FORMA :

$$m d_g = m_g \times C_1$$

DONDE:

$$m_g = \frac{4 \text{ CO}_2 + \text{O}_2 + 700}{3 (\text{CO}_2 + \text{CO})} = \frac{44 \text{ CO}_2 + 32 \text{ O}_2 + 28 (\text{CO} + \text{N}_2)}{12 (\text{CO}_2 + \text{O}_2)}$$

C_1 , MISMO DEL PUNTO 4 .

6).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS AL COMBUSTIBLE GASEOSO SIN QUEMAR (POR COMBUSTION INCOMPLETA).

ESTA PERDIDA GENERALMENTE ES PEQUEÑA Y ES DEBIDO A QUE EL AIRE SE SUMINISTRA EN CANTIDAD INSUFICIENTE, LO CUAL DA COMO RESULTADO QUE PARTE DEL CARBONO DEL COMBUSTIBLE FORME OXIDO DE CARBONO .

$$H_6 = \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO}} \times 23.5827 \times 10^3 \times C_1$$

H_6 = PERDIDAS CALORIFICAS EN KJ/KG DE COMBUSTIBLE TAL COMO SE QUEMA.

CO y CO_2 = EN % VOLUMEN, DETERMINADOS POR ANALISIS DE LOS GASES DE LOS HUMERALES.

C_1 = PESO DE CARBONO QUEMADO POR KG DE COMBUSTIBLE, EN KG .

7).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS AL COMBUSTIBLE SIN CONSUMIR, CONTENIDO EN LAS CENIZAS Y ESCORIAS.

PARTE DEL CARBONO DEL COMBUSTIBLE, YA SEA SIN QUEMAR O PARCIALMENTE QUEMADO CAE EN EL CENICERO. ESTA PERDIDA DEPENDE DEL TIPO DE PARRILLA, VELOCIDAD DE COMBUSTION Y TAMAÑO Y CLASE DE CARBON .

$$H_7 = \frac{34058.64 \text{ } m_r \text{ } C_r}{m_f}$$

m_r = PESO DE CENIZAS Y ESCOBILLAS, EN KG/HR .

C_r = PESO DE CARBONO, EN KG POR KG DE CENIZAS Y ESCORIAS .

8).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS AL HIDROGENO E HIDROCARBUROS SIN CONSUMIR, RADIACION Y OTRAS PERDIDAS.

ESTAS PERDIDAS SE DETERMINAN RESTANDO EL CALOR ABSORBIDO POR LA CALDERA Y LAS PERDIDAS CALORIFICAS ANTES CALCULADAS, DEL PODER CALORIFICO COMBUSTIBLE, TAL COMO SE QUEMA. ENTONCES ESTAS PERDIDAS VARIAS SON LAS QUE NO SE PUEDEN MEDIR :

$$H_8 = F - (H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 + H_6 + H_7) .$$

DONDE:

F= PODER CALORIFICO SUPERIOR DEL COMBUSTIBLE QUEMADO, EN KJ/KG O KJ/M³ TRATANDOSE DE COMBUSTIBLES GASEOSOS .

9).- CALCULO DEL RENDIMIENTO GLOBAL DEL GENERADOR DE VAPOR,

EN CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO CUALESQUIERA, ES LA RELACION ENTRE EL CALOR TRANSMITIDO Y LA ENERGIA SUMINISTRADA EN FORMA DE COMBUSTIBLE .

$$e_b = \frac{m_s (h - h_f)}{m_f \times F} \times 100$$

DONDE:

$$Q \text{ TRANSMITIDO} = m_s (h - h_f) \quad (=) \quad \text{KJ/HR}$$

$$Q \text{ SUMINISTRADO} = m_f \times F \quad (=) \quad \text{KJ/HR}$$

e_b = RENDIMIENTO DEL GENERADOR DE VAPOR, EN %, INCLUYENDO CALDERA, RECALENTADOR, HOGAR, CAMISAS DE AGUA, CALENTADOR DEL AIRE Y ECONOMIZADOR .

m_f = PESO TOTAL DE COMBUSTIBLE QUEMADO POR HORA, EN KG, EN M³ POR HORA-TRATANDOSE DE COMBUSTIBLES GASEOSOS .

F = PODER CALORIFICO SUPERIOR DEL COMBUSTIBLE QUEMADO, EN KJ/KG, EN KJ/M³ N TRATANDOSE DE COMBUSTIBLES GASEOSOS .

10).- EVALUACION DE PERDIDAS.

$$\text{PERDIDAS} = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 + H_6 + H_7 + H_8$$

COMO ESTAS ESTAN EN KJ/KG, SE TIENEN QUE DIVIDIR ENTRE LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLES USADOS EN KG/HR, TAL COMO SE QUEMAN, Y SE EXPRESARAN EN KJ/HR

$$\% \text{ PERDIDAS} = \frac{\text{PERDIDAS (KJ/KG)}}{m_f \text{ (KG/HR)}} \times 100$$

MEMORIA DE CALCULO

BALANCE TERMODINAMICO

PUNTO 1.- AGUA DE ALIMENTACION

$$P = 65.1 \text{ BAR}, T = 96 \text{ }^\circ\text{C}, h_f = 407.05 \text{ KJ/KG}, s_f = 1.254 \text{ KJ/KG}$$

PUNTO 2.- DOMO VAPOR (LIQUIDO SATURADO)

$$P = 65.1 \text{ BAR}, T = 281 \text{ }^\circ\text{C}, h_f = 1241.2 \text{ KJ/KG}, s_f = 3.076 \text{ KJ/KG}$$

PUNTO 3.- DOMO VAPOR (VAPOR SATURADO)

$$P = 65.1 \text{ BAR}, T = 281 \text{ }^\circ\text{C}, h_g = 2778 \text{ KJ/KG}, s_g = 5.8497 \text{ KJ/KG}$$
$$h_{fg} = 1537.75 \text{ KJ/KG}$$

PUNTO 4.- VAPOR SOBREALENTADO

$$P = 65.1 \text{ BAR}, T = 380 \text{ }^\circ\text{C}, h_g = 3116.8 \text{ KJ/KG}, s_g = 6.4127 \text{ KJ/KG}$$

PUNTO 5.- VAPOR ATEMPERADO

$$P = 65.1 \text{ Bar}, T = 360 \text{ }^\circ\text{C}, h_g = 3058.8 \text{ KJ/KG}, s_g = 6.3261 \text{ KJ/KG}$$

PUNTO 6.- VAPOR SOBREALENTADO FINAL

$$P = 65.1 \text{ BAR}, T = 475 \text{ }^\circ\text{C}, h_g = 3355.75 \text{ KJ/KG}, s_g = 6.758 \text{ KJ/KG}$$

$$Q \text{ TRANSMITIDO} = Q_{1,2} + Q_{2,3} + Q_{3,4} - Q_{4,5} + Q_{5,6}$$

$$Q_{1,2} = m_{ag} (h_2 - h_1) = 151,125 \text{ KG/HR} (1241.2 - 407.05) \text{ KJ/K}$$
$$= 126.03 \text{ MJ/HR}$$

$$Q_{2,3} = m_{ag} (h_3 - h_2) = 151,125 \text{ KG/HR} (2778 - 1241.5) \text{ KJ/KG}$$
$$= 232.25 \text{ MJ/HR}$$

$$Q_{3,4} = m_v - m_{purga} (h_4 - h_3) = (151,125 - 7,229) (3116.8 - 2778) = 48.752 \text{ MJ/HR}$$

$$Q_{4,5} \text{ (perdido)} = (m_v - m_{purga})(h_4 - h_5) + m_{\text{agua atemp.}}(h_1 - h_5)$$
$$= 143,896 (3058.8 - 3116.8) + 16,062 (3058.8 - 407.5)$$
$$= (-8.345968 + 42.592) \text{ MJ/HR} = -34.2464 \text{ MJ/HR}$$

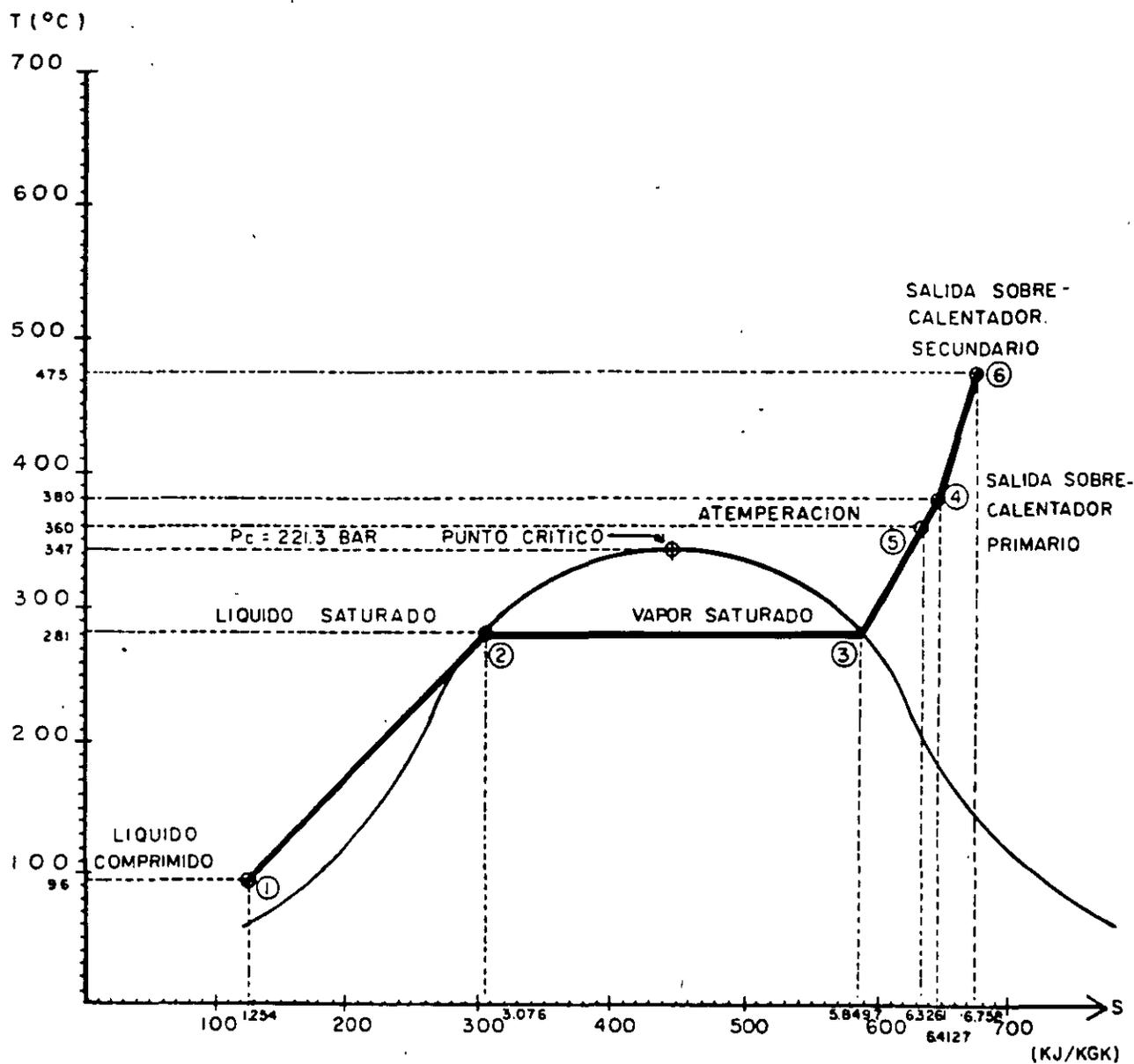
$$Q_{5,6} = m_{\text{vapor atemp.}} (h_6 - h_5) = 143,896 + 16,062 (3355.75 - 3058.8)$$
$$= 47.50 \text{ MJ/KG}$$

$$Q \text{ TRANSMITIDO} = (126.03 + 232.25 + 48.752 - 34.2464 + 47.50) \text{ MJ/KG}$$
$$= 420.286 \text{ MJ/KG}$$

ESTE VALOR DEL CALOR TRANSMITIDO ES BASTANTE EXACTO PUES CONSIDERA EL CALOR PERDIDO AL ATEMPERAR EL VAPOR CON AGUA A 90 °C Y LAS PURGAS.

CONSIDERANDO SOLO LA MASA DE VAPOR FINAL PRODUCIDA POR LA CALP

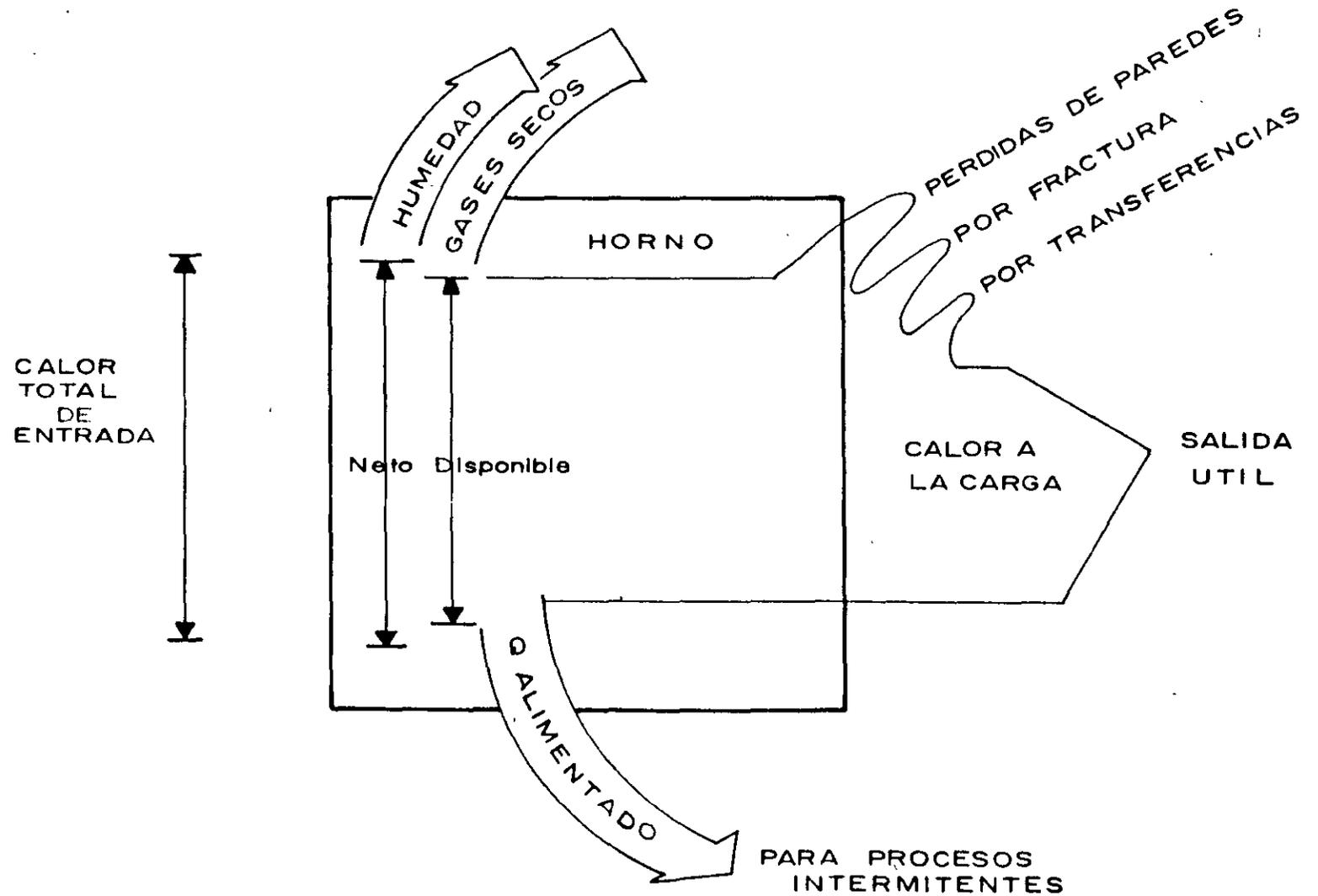
$$Q_{1,6} = 159,958 \text{ KG/HR} (3355.75 - 407.05) = 471.668155 \text{ MJ/KG}$$



PETROLEOS MEXICANOS

REFINERIA "MIGUEL HIDALGO"

DIAGRAMA DE PERDIDAS EN EL GENERADOR DE VAPOR



al

17

BALANCE TERMICO

1).- CALOR ABSORBIDO EN EL GENERADOR DE VAPOR.

$$H1 = \frac{m_s}{m_f} (h_g - h_f)$$

$$H1 = \frac{159,958 \text{ KG/HR}}{(1544.03 + 11,458.3) \text{ KG/HR}} (3355.75 - 407.05) \text{ KJ/KG}$$

$$H1 = 36.27566 \text{ MJ/KG}$$

2).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS A LA HUMEDAD DEL COMBUSTIBLE.

$$H2 = m m (h'' - h'f)$$

$$m m = 0$$

$$H2 = 0$$

3).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS AL AGUA PROCEDENTE DE LA COMBUSTION DEL HIDROGENO.

$$H3 = 9 H_y (h'' - h'f)$$

A) PARA EL GAS (DEL ANALISIS : 26 % H₂)

$$2125 \text{ M}^3 \text{ GAS} = 1544.03 \text{ K GAS}$$

$$2125 \text{ M}^3 (0.26) = 552.5 \text{ M}^3 \text{ H}_2 = 49.31 \text{ KG H}_2$$

$$H_y = \frac{\text{KG H}_2}{\text{KG GAS}} = \frac{49.31}{1544.03} = 0.03193$$

$$H3 = 9 (0.03193) (2802.4 - 376.92) \text{ KJ/KG} = 697.01 \text{ KJ/Kg}$$

B) PARA EL COMBUSTOLEO (DEL ANALISIS : 10.66 % H₂)

$$11,458.3 \text{ KG} (0.1066) = 1221.42 \text{ KG H}_2$$

$$H_y = \frac{\text{KG H}_2}{\text{KG COMBUSTOLEO}} = \frac{1221.42}{11458.3} = 0.1066 \text{ KJ/KG}$$

$$H3 = 9 (0.1066) (2802.4 - 376.92) \text{ KJ/KG} = 2327.01 \text{ KJ/KG}$$

4).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS A LA HUMEDAD DEL AIRE SUMINISTRADO

$$H4 = m_b \times m_a (h'' - h'f)$$

DEL ANALISIS DE LOS GASES DE COMBUSTION

% CO ₂	% CO	% O ₂	% N ₂	% EXCESO AIRE
11.22	0	2.24	86.64	11.0

$$m_{aa} = \frac{28 \text{ N}_2}{12 (\text{CO}_2 + \text{CO}) 0.769} \times C_1 = \frac{28 (0.8684)}{12 (0.1122) 0.769} \times 0.00$$

$$9.674 \frac{\text{KG AIRE SECO}}{\text{KG COMB. QUEM.}} C_1 = \frac{(m_f C_f - m_r C_r)}{m_f \times 100} = \frac{\text{KG CARBONO}}{\text{KG COMBUSTIBLE}}$$

A) PARA EL GAS (DEL ANALISIS : 73.68 % C)

$$2125 \text{ M}^3 (0.7368) = 1565.7 \text{ M}^3 = 838 \text{ KG CARBONO } C_f = \frac{838}{1544} = 0.543$$

B) PARA EL COMBUSTOLEO (DEL ANALISIS: 85.02 %)

$$C_f = 0.8502$$

$$m_f C_f \text{ mezcla} = 1544 (0.543) + 11458.3 (0.8502) = 10580.24 \text{ KG CARBONO}$$

$$m_f \text{ mezcla} = 1544 + 11458.3 = 13,002.3 \text{ KG COMBUSTIBLE}$$

$$C_1 = \frac{10580.24 - 82.498 (0.0077975)}{13002.3 \times 100} = 0.008137 \frac{\text{KG CARBONO}}{\text{KG COMBUSTIBLE}}$$

ver cálculo de m_r y C_r en punto 7

$$H_4 = 0.02527 \frac{\text{KG AGUA}}{\text{KG AIRE SECO}} \times 9.674 \frac{\text{KG AIRE SECO}}{\text{KG COMB. QUEM.}} (2802.4 - 376.92) \text{ KJ/}$$

$$H_4 = 2894.54 \text{ KJ/KG}$$

5).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS A LOS GASES DE CHIMENEA SECOS

$$H^f = m_{dg} c_p (t_g - t_a)$$

$$m_{dg} = m_g \times C_1$$

$$m_g = \frac{4 \text{ CO}_2 + \text{O}_2 + 700}{3 (\text{CO}_2 + \text{CO})} = \frac{4 (0.1122) + 0.0224 + 700}{3 (0.1122 + 0.0224)} = 1734.70 \frac{\text{KG GASES}}{\text{KG CARBONO}}$$

$$m_{dg} = 1734.70 \frac{\text{KG GASES}}{\text{KG CARBONO}} \times 0.008137 \frac{\text{KG CARBONO}}{\text{KG COMBUSTIBLE}}$$

$$m_{dg} = 14.116 \frac{\text{KG GASES}}{\text{KG COMBUSTIBLE}}$$

$$H_5 = 14.116 \frac{\text{KG GASES SECOS}}{\text{KG COMB.}} \times 1.085 \frac{\text{KJ}}{\text{KG GASES } ^\circ\text{C}} (324 - 273.3) ^\circ\text{C}$$

$$H_5 = 929.6727 \text{ KJ/KG}$$

6).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS AL COMBUSTIBLE GASEOSO SIN QUEMAR (POR COMBUSTION INCOMPLETA).

$$H_6 = \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO}} \times 23.5827 \times 10^3 \times C_1$$

12

DE ANALISIS GASES COMBUSTION : % CO = 0

$$H_6 = 0$$

7).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS AL COMBUSTIBLE SIN CONSUMIR CONTENIDO EN CENIZAS Y ESCORIAS.

$$H_7 = \frac{34058.64 \text{ mr Cr}}{\text{mr}}$$

DEL ANALISIS DEL COMBUSTOLEO : 0.72 % CENIZAS.

$$\text{mr} = 11458.3 (0.0072) = 82.498 \text{ KG CENIZAS}$$

$$\text{Cr} = \frac{82.498 \text{ KG CENIZAS}}{10580.24 \text{ KG CARBONO}} = 0.0077975$$

$$H_7 = \frac{34058.64 (82.498) 0.0077975}{13002.3}$$

$$H_7 = 1.685 \text{ KJ/KG}$$

8).- PERDIDAS CALORIFICAS DEBIDAS AL HIDROGENO E HIDROCARBUROS SIN CONSUMIR RADIACION Y OTRAS PERDIDAS.

$$H_8 = F - (H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 + H_6 + H_7)$$

$$F \text{ mezcla} = F (\text{gas comb}) + F (\text{COMB})$$

$$F \text{ mezcla} = (0.1188) (63039.82) + (.8812) (41870) = (7489.13 + 36,895.84) \\ \text{KJ/KG} = 44,384.97 \text{ KJ/KG}$$

$$H_8 = 44,384.97 - 36,275.6 - 3024.0 + 2894.5 + 929.67 + 1.68 = 1262.76 \text{ KJ/}$$

9).- RENDIMIENTO GLOBAL DEL GENERADOR DE VAPOR.

$$e_b = \frac{m_s (h - h_f)}{m_f \times F} \times 100$$

$$Q \text{ TRANSM.} = m_s (h - h_f) \text{ ANTES CALCULADÓ} \\ = 471,668.155 \text{ MJ/Kg}$$

$$Q \text{ SUMIN.} = m_f \times F \\ = 13002.3 \frac{\text{KG COMB.}}{\text{HR}} \times 44,384.97 \frac{\text{KJ}}{\text{KG COMB.}} \\ = 577,236.718 \text{ MJ/KG}$$

$$e_b = \frac{471,668.155}{577,236.718} \times 100 = 81.72 \%$$

20).- PERDIDAS TOTALES EN EL GENERADOR

$$\begin{aligned} \text{PERDIDAS} &= 3024.02 + 2894.54 + 929.67 + 1.68 + 1262.76 \\ &= 8111.01 \text{ KJ/KG COMBUSTIBLE} \end{aligned}$$

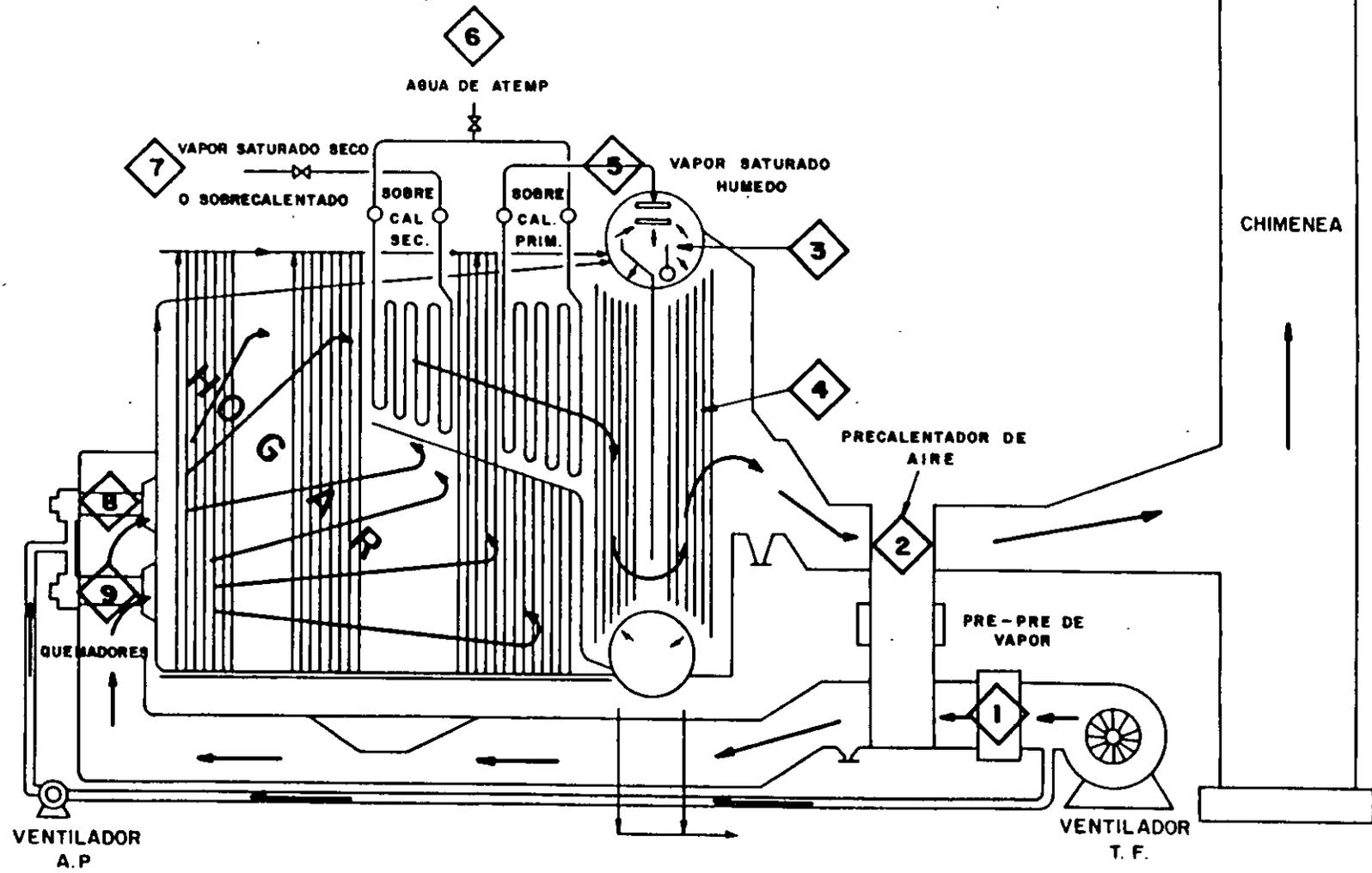
$$\begin{aligned} \text{PERDIDAS} &= 8111.01 \frac{\text{KJ}}{\text{KG COMB.}} \times 13002.3 \frac{\text{KG}}{\text{HR}} \\ &= 105.461785 \text{ MJ/KG.} \end{aligned}$$

$$\text{PERDIDAS} = \frac{105.461785}{577.236718} \times 100 = 18.27 \%$$

V.- CONCLUSIONES : COMO RESULTADO DEL ANALISIS DE LOS CALCULOS EFECTUADOS Y CONSIDERANDO QUE ACTUALMENTE SE ESTA UTILIZANDO 88.12 % DE COMBUSTOLEO Y 11.88 % DE GAS, SE OBSERVA LO SIGUIENTE; EL TOTAL DE PERDIDAS EN EL SISTEMA ES DE 18.27 % QUE REPRESENTA UNA DESVIACION NEGATIVA DEL 38% DE LO ESPECIFICADO EN EL DISEÑO (11.88 % APROXIMADAMENTE), ASIMISMO SE OBSERVA QUE SE ESTA SUMINISTRANDO UN EXCESO DE CALOR DEL 4.5 % SOBRE EL DISEÑO -- (25.943 MJ/HR) LO CUAL TRANSFORMADO A COMBUSTIBLE CONSUMIDO EN EXCESO, ES 584.5 KGS/HR LO QUE REPRESENTA UNA PERDIDA MENSUAL DE \$ 150 MILLONES.

FINALMENTE SE SUGIERE ELABORAR ESTE TIPO DE CALCULO PERIODICAMENTE PARA ESTIMAR LOS CONSUMOS Y PERDIDAS DE ENERGIA QUE SE TIENEN EN UN GENERADOR DE VAPOR Y CON ESTO PODER TOMAR LAS MEDIDAS OPERACIONALES NECESARIAS PARA AHORRAR ENERGIA.

GENERADOR DE VAPOR



15

15

CORRIENTES	DATOS OPERACION			DATOS DE DISEÑO			CORRIENTES	DATOS OPERACION			DATOS DE DISEÑO		
	USO G/C	USO GAS	USO COMB.	USO G/C	USO GAS	USO COMB.		USO G/C	USO GAS	USO COMB.	USO G/C	USO GAS	USO COMB.
1. CALENTAMIENTO DE AIRE (PRE-REFINERIA) A. AIRE (PRE-REFINERIA) (KG/HR) TEMPERATURA DE ENTRADA (C) TEMPERATURA DE SALIDA (C) PRESION (BAR)	193540.5 300 72.1	347280.9 270 65.6	347280.9 270 65.6	193540.5 300 72.1	347280.9 270 65.6	347280.9 270 65.6	2. VAPOR DEL SOBRECALENTADOR SECUNDARIO A. VAPOR (KG/HR) TEMPERATURA DE SALIDA (C) PRESION (BAR)	159958 475 65.1	200000 482.2 58.57	200000 482.2 58.57	159958 475 65.1	200000 482.2 58.57	200000 482.2 58.57
B. VAPOR (DENTRO DE TUBOS) TEMPERATURA DE ENTRADA (C) PRESION (BAR)	139 1.43	140 1.44	140 1.44	139 1.43	140 1.44	140 1.44	3. GAS COMBUSTIBLE A. GAS COMBUSTIBLE (KG/HR) TEMPERATURA DE ENTRADA (C) PRESION (BAR)	2125 1544.03 363	18697.8 14500 1.7972000	18697.8 14500 1.7972000	2125 1544.03 363	18697.8 14500 1.7972000	18697.8 14500 1.7972000
2. PRECALENTADOR DE AIRE (AIRE Y GASES DE COMBUSTION) A. GASES DE COMBUSTION (KG/HR) TEMPERATURA DE SALIDA (C) TEMPERATURA DE ENTRADA (C) PRESION (BAR)	183540.5 100 334 10049	172.2 80 270	160 80 270	183540.5 100 334 10049	172.2 80 270	160 80 270	9. COMBUSTIBLE A. COMBUSTIBLE (KG/HR) TEMPERATURA DE ENTRADA (C) PRESION DEL QUEMADOR (BAR) POTENCIAL CALORIFICO (KJ/KG) DENSIDAD (KG/M3) CONTENIDO DE AZUFRE (C) VAPOR DE ATOMIZACION (KG/HR)	11452.3 117 2.45 41870.53 998 3.25 136.4	15727 115.6 8.02 42244.6	15727 115.6 8.02 42244.6	11452.3 117 2.45 41870.53 998 3.25 136.4	15727 115.6 8.02 42244.6	15727 115.6 8.02 42244.6
B. AIRE DEL HORNO FLUIDO (KG/HR) TEMPERATURA DE ENTRADA (C) TEMPERATURA DE SALIDA (C) PRESION (BAR) PESADO DE AIRE (C)	97201 125764 72.2 270 1.02	347280.9 80 270	347280.9 80 270	97201 125764 72.2 270 1.02	347280.9 80 270	347280.9 80 270	CALOR SUMINISTRADO AL VAPOR (KJ/HR) CALOR SUMINISTRADO POR EL HORNO (KJ/HR)	71568.16 681955.69	589778.54 681955.69	589778.54 681955.69	71568.16 681955.69	589778.54 681955.69	589778.54 681955.69
3. AGUA DE ALIMENTACION AL DOMO DE VAPOR FLUIDO (KG/HR) TEMPERATURA DE ENTRADA (C) TEMP DE SALIDA DEL DOMO (C) PRESION DEL DOMO (BAR) PRESION DEL VAPOR	151125 96 291 01.4 65.1	196463.6 104.4 275.4 65	196721.7 104.4 275.4 65	151125 96 291 01.4 65.1	196463.6 104.4 275.4 65	196721.7 104.4 275.4 65	PERDIDAS DE CALOR POR: GAS SECO (C) GAS SECO (KJ/HR) POR COMBUSTION DE H2 (C) POR COMBUSTION DE H2 (KJ/HR) POR RADIACION (C) POR RADIACION (KJ/HR) POR IMPREVISTOS (C) POR IMPREVISTOS (KJ/HR) POR HUMEDAD DEL AIRE (C) POR HUMEDAD DEL AIRE (KJ/HR) POR COMB SIN CONSUMIR (C) POR COMB SIN CONSUMIR (KJ/HR)	11.46 12.09 37.37 39.32 15.57 16.42 1.908 0.5 35.68 37.64 0.02 0.22	3.51 20.293 11.51 78.449 0.28 1.908 0.5 3.408	4.8 33.07 5.67 39.064 0.28 1.929 0.5 3.446	11.46 12.09 37.37 39.32 15.57 16.42 1.908 0.5 35.68 37.64 0.02 0.22	3.51 20.293 11.51 78.449 0.28 1.908 0.5 3.408	4.8 33.07 5.67 39.064 0.28 1.929 0.5 3.446
4. AGUA DE ALIMENTACION DE AGUA = PURGA CONTINUA (KG/HR) PURGA (C)	7229 1.25	10000 5	10000 5	7229 1.25	10000 5	10000 5	TOTAL DE PERDIDAS (C) TOTAL DE PERDIDAS (KJ/HR)	16.28 105.492	15.08 102.680	11.25 77597.3	16.28 105.492	15.08 102.680	11.25 77597.3
5. VAPOR SOBRECALENTADOR PRIMARIO FLUIDO (KG/HR) TEMPERATURA DE ENTRADA (C) TEMPERATURA DE SALIDA (C) PRESION (BAR)	143896 281 380 65.1	190000 275.64 62.03	190000 275.64 62.03	143896 281 380 65.1	190000 275.64 62.03	190000 275.64 62.03	EFICIENCIA (%)	81.72	84.3	88.75	81.72	84.3	88.75
6. AGUA DE ATEMPERACION FLUIDO (KG/HR) TEMPERATURA DE ENTRADA (C) PRESION DEL HORNO (BAR) TEMP VAPOR ATEMPERADO (C)	16062 30 07.44 360.3	104.4 70.04 360	104.4 70.04 360	16062 30 07.44 360.3	104.4 70.04 360	104.4 70.04 360							

16

16

TIPOS	SUBCAL.	HORNO	PRECAL. AIR	CAL. REG.	OTRAS OPERACIONES
SUP. CAL DE CALEFACCION (KJ)	1004.67	2989.4	167.63	7084.9	
CANT. DE CALOR INTERC. (KJ/HR) VOLUMEN (M3)		816.78	1429.0		

FORMA DE DISEÑO A LA CALDERA: 502 REPUERTO, 502...
FORMA DE CONDENSADO: 01. TOT. DIS. 1500 ppm; 02...
10 ppm; 03. CONDENSADO 300 ppm; 04. CONDENSADO 100 ppm

FORMAS DE PERDIDA DE ENERGIA

CLASIFICACION	CAUSA	FORMA DE ABATIR	TIPO	MAGNITUD
<p>CALOR PERDIDO EN GASES DE CHIMENEA:</p> <p>A) GASES SECOS.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - CALOR SENSIBLE QUE LLEVAN LOS GASES DE COMBUSTION. - EXCESO DE AIRE ALTO - MALA TRANSFERENCIA DE CALOR. 	<ul style="list-style-type: none"> - USO DE SOPLADORES - DE HOLLIN. - TRABAJAR CON BAJOS-EXCESOS DE AIRE. - TRATAMIENTO ADECUADO DEL AGUA. 	<p>CONTROLABLE</p> <p>- SON MEDIDAS QUE SE PUEDEN PREVENIR.</p>	<p>GENERALMENTE ES LA MAYOR DE TODAS.</p>
<p>B) PERDIDAS POR HUMEDAD .</p> <p>-PERDIDA FORMADA - POR LA COMBUSTION- DEL HIDROGENO.</p> <p>DEL COMBUSTIBLE .</p> <p>DEL AIRE</p>	<ul style="list-style-type: none"> - EL HIDROGENO CONTENIDO EN EL COMBUSTIBLE. <p>HUMEDAD DEL COMBUSTIBLE .</p> <p>HUMEDAD DEL AIRE .</p>		<p>INHERENTE</p> <p>INHERENTE</p> <p>INHERENTE</p>	<p>65 % PC LIQUIDO</p> <p>9.0 % PC GAS.</p> <p>12 BTU/1 % HUMEDAD</p> <p>0.3 % PC AIRE .</p>
<p>COMBUSTION INCOMPLETA</p>	<ul style="list-style-type: none"> - MEZCLAS DEFICIENTES DE AIRE COMBUSTIBLE - MALA PREPARACION DE COMBUSTIBLE LIQUIDO - MALA ATOMIZACION. 	<p>TRABAJAR CON EXCESO - DE AIRE ADECUADO.</p> <p>- MANTENER UNA DIFERENCIAL DE PRESION- PORCENTUAL DEL COMBUSTIBLE Y EL VAPOR DE 1.5-2.0</p>	<p>CONTROLABLE.</p>	
<p>RADIACION</p>	<ul style="list-style-type: none"> - AISLAMIENTO DEFICIENTE. - GRIETAS, ETC. 	<ul style="list-style-type: none"> - PRACTICAS DE MANTENIMIENTO ADECUADOS. 	<p>CONTROLABLE .</p>	<p>NO DEBE SER MAYOR O EXCEDER EL 20% DEL PCS DEL COMBUSTIBLE.</p>
<p>INDETERMINADAS</p>	<ul style="list-style-type: none"> - FUGAS DE FLUIDOS: - AGUA - VAPOR . 	<p>MANTENIMIENTO ADECUADO</p>	<p>CONTROLABLE .</p>	<p>VARIABLE.</p>

12.

17



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS
ABIERTOS**

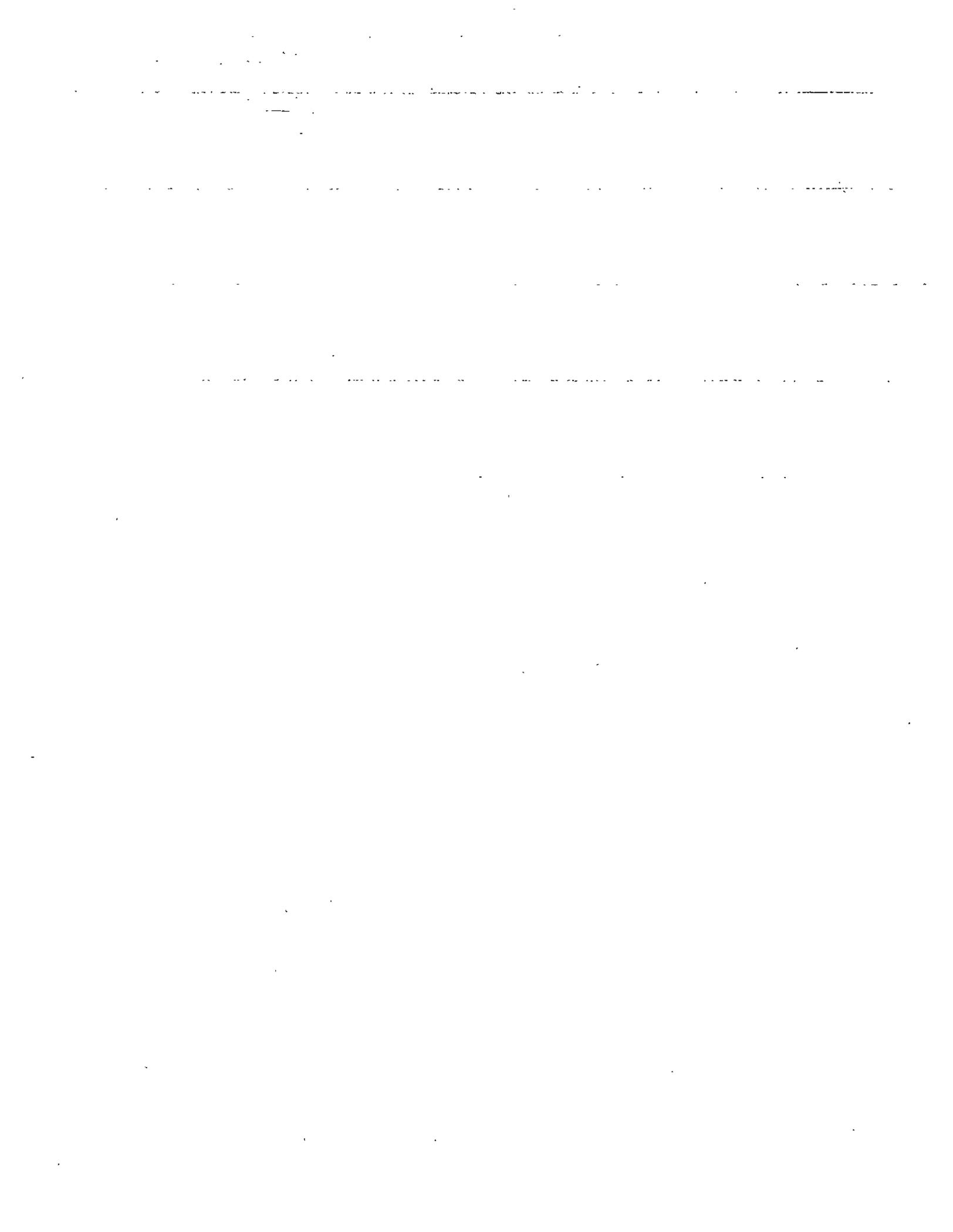
**DIPLOMADO EN INGENIERÍA DE CALDERAS Y RECIPIENTES
SUJETOS A PRESIÓN**

MODULO II: INGENIERÍA DE CALDERAS

TEMA:

**ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA TÉRMICA EN GENERADORES
DE VAPOR POR LAS NORMAS ASME PTC 4.1**

**EXPOSITOR: ING. JORGE IZAGUIRRE MONTIEL
JUNIO 1997**



CAPITULO IV

ANALISIS DE LA EFICIENCIA TERMICA EN GENERADORES DE VAPOR POR LA NORMA ASME PTC 4.1

La norma ASME PTC 4.1, se compone de 10 secciones. La estructura de esta norma es la siguiente:

- Sección 0: Introducción.
- Sección 1: Objetivos y alcance.
- Sección 2: Simbología.
- Sección 3: Guías principales.
- Sección 4: Eficiencia por el método directo (entrada-salida).
- Sección 5: Eficiencia por el método de pérdidas de calor.
- Sección 6: Información adicional.
- Sección 7: Cálculos.
- Sección 8: Otras características de operación.
- Sección 9: Apendice.

A continuación se analiza cada una de las secciones que componen la norma ASME PTC 4.1.

4.1. INTRODUCCION.

Aquí se presentan los aspectos generales de la norma ASME PTC 4.1, comenzando con la definición de Generador de Vapor y de los equipos que lo constituyen y que son las siguientes:

1. "Un generador de Vapor es una combinación de aparatos para liberar y recuperar calor, y transmitirlo a un fluido de trabajo".

2. "Un Generador de Vapor puede estar compuesto por los siguientes aparatos: caldera, hogar, sobrecalentador, recalentador, economizador, calentadores de aire y quemadores".

Esta norma se complementa con otras, tales como la PTC 1 (Instrucciones generales), PTC 2 (Definiciones y valores) y PTC 19 (Instrumentos y aparatos), que se recomienda consultar para una mejor comprensión de los términos y/o procedimientos que se utilizan en las secciones subsecuentes. Asimismo, se debe estudiar detalladamente lo concerniente a la norma PTC 19, ya que los resultados de todas las pruebas dependen en gran medida de la selección y aplicación de la instrumentación adecuada, así como de su calibración y de la precisión de las lecturas.

Otro aspecto de vital importancia en los resultados de las pruebas, es la determinación adecuada de las propiedades del combustible empleado, por lo que se debe tener cuidado con el procedimiento seguido para su análisis de acuerdo con la norma correspondiente para cada tipo de combustible (PTC 3.1 Diesel y quemadores para combustible, PTC 3.2 combustibles sólidos y PTC 3.3 Combustibles gaseosos).

La norma PTC 4.1 es una guía de como llevar a cabo las pruebas de todo tipo de Generadores de Vapor, pero en algunos casos puede no ser posible aplicar todos los conceptos que se mencionan en la misma, debido a la gran variedad de diseños existentes. En cada caso, el responsable de conducir la prueba, estudiará la unidad en particular y desarrollará el procedimiento de prueba que esté más acorde con el objetivo general de esta norma.

Las instrucciones generales contenidas en la norma, pueden aplicarse también para la prueba de calentadores de agua que manejen altas temperaturas, con la única restricción de que la determinación de la eficiencia, se realizará por el método de pérdidas de calor.

4.2. OBJETIVOS Y ALCANCE.

El propósito de la norma PTC 4.1, es establecer los procedimientos para realizar las pruebas de operación, con el fin de determinar lo siguiente:

- a) Eficiencia del Generador de Vapor.
- b) Capacidad del Generador de Vapor.
- c) Otras características de operación, tales como:
 - Temperatura del vapor
 - Temperatura de gases de combustión
 - Pérdidas de tiro
 - Sólidos contenidos en el vapor

La determinación de cualquiera o todos los parámetros especificados puede ser necesario para propósitos tales como:

- a) Verificar la operación actual contra la de garantía.
- b) Comparar condiciones de operación actuales contra las condiciones normales.
- c) Comparar diferentes condiciones o métodos de operación.
- d) Determinar la operación de diferentes partes del Generador de Vapor.
- e) Comparar la operación cuando se queman diferentes combustibles.
- f) Determinar el efecto de reparaciones y/o sustituciones de algunos componentes o equipos del Generador de Vapor.

Para la prueba de los diferentes aparatos auxiliares, se deben consultar las normas específicas para cada caso.

Las instrucciones para las pruebas de determinación de la eficiencia de los Generadores de Vapor se dan por dos métodos; el primero, es el de la medición directa de las entradas o suministros y las salidas de calor. El otro método, es a través de la medición de las pérdidas de

calor, debiendo especificarse claramente en el reporte de la prueba el método que se empleó.

Los suministros o entradas de calor se definen como el calor en el combustible, más el calor agregado al fluido de trabajo, aire y/o gases que atraviesan la frontera del Generador de Vapor, tal como se muestra en la figura 4.1.

La salida de calor se define como el calor absorbido por el fluido o fluidos de trabajo.

El calor suministrado, es definido como aquellas otras cantidades de calor agregadas en los límites del Generador de Vapor, además del poder calorífico del combustible, tal y como se observa en la figura 4.2, y son: calor sensible en el combustible y en el aire, vapor de atomización, la energía consumida por el sistema de pulverización (cuando se trata de combustible sólido), por los ventiladores de aire forzado, por la bomba de recirculación y por los ventiladores de recirculación.

La eficiencia de un Generador de Vapor determinada por medio de esta norma, es la eficiencia bruta y está definida como la relación del calor absorbido por el fluido de trabajo al calor suministrado.

Esta norma no podrá aplicarse cuando las pruebas se realicen quemando dos o más combustibles al mismo tiempo.

Es recomendable que sea preparado un reporte por cada prueba, incluyendo los detalles de las condiciones bajo las que se efectuó la misma.

4.3. SIMBOLOGIA.

En esta sección se incluye la descripción de la simbología y unidades

empleadas en la norma (se utiliza el sistema inglés de unidades).

Con la ayuda del diagrama de la figura 4.1, se pueden localizar todos los puntos de interés del Generador de Vapor, que en un momento dado servirán para las tomas de lecturas, aunque esto no es obligatorio, ya que dependiendo del tamaño del Generador de Vapor, en algunos casos no es posible contar con toda la instrumentación que se considera en esta norma.

La simbología se explica en la sección de cálculos conforme aparecen los términos en las diferentes ecuaciones.

Una prueba se define como el procedimiento completo para obtener el comportamiento del Generador de Vapor, y una corrida es el conjunto completo de observaciones realizadas durante un periodo de tiempo, en donde una o más de las variables de operación se mantienen constantes.

4.4. GUIAS PRINCIPALES.

La sección de guías principales contiene la información respecto a los principales aspectos que deben tomarse en cuenta para la prueba del Generador de Vapor, y que son:

- a) Método de prueba (directo o de pérdidas)
- b) Cantidad de calor suministrado no medido, pero que se estima mediante un porcentaje.
- c) Pérdidas de calor que serán medidas.
- d) Pérdidas de calor no medidas pero que se estiman mediante un porcentaje.
- e) Selección del personal que conducirá la prueba.
- f) Establecimiento de las condiciones de operación, cargas a las que se tomarán lecturas y duración de la prueba.
- g) Combustible empleado, método de obtención de muestras del combustible para su análisis y selección del laboratorio que se

encargará de hacer el análisis.

- h) Instrumentación empleada, calibración de los instrumentos y otros equipos a ser usados, así como el método de medición de los mismos.
- i) Tolerancias y límite de error en las mediciones.

La norma ASME PTC 4.1, no incluye consideraciones de todas las tolerancias, o márgenes de garantía de operación. Los resultados serán reportados como calculados de las observaciones de las pruebas, con las correcciones pertinentes por calibración.

El límite de error probable en el cálculo de la eficiencia de los Generadores de Vapor, será tomado como la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de los errores individuales.

En la tabla 4.1, se muestra el efecto en la eficiencia de los errores de medición. Los valores de ésta son aproximados y se han obtenido a través de la experiencia, por lo que su uso está restringido, ya que no está oficialmente aceptada. Sin embargo, estos valores se ajustan con bastante precisión a los encontrados durante las pruebas, por lo que dan una clara idea como afectan en la determinación final de la eficiencia. Esta tabla se compone de dos partes: la primera, para el método directo, y la segunda, para el método de pérdidas.

Las principales recomendaciones que se dan en ésta sección son las siguientes:

4.4.1 Pruebas de aceptación.

Una prueba de aceptación se llevará a cabo, tan pronto como la unidad se encuentre en condiciones aptas para la misma, lo cual será determinado por las partes interesadas.

La persona designada para dirigir la prueba, servirá como arbitro en eventuales disputas o para aclaraciones sobre las condiciones o

métodos de operación, precisión de las observaciones, etc.

Tabla 4.1. Errores de medición probables y su influencia en el cálculo de la eficiencia.

a) Método Directo

Medición	Error en la Medición (%)	Error en el cálculo de la Eficiencia (%)
1) Tanques de pesado (calibrados)	± 0.10	± 0.10
2) Tanques volumétricos (calibrados)	± 0.25	± 0.25
3) Toberas u orificios para flujos, incluyendo manómetro	± 0.35	± 0.35
4) Toberas u orificios para flujos, incluyendo registrador	± 0.55	± 0.55
5) Básculas de carbón (continua o intermitente) (calibradas)	± 0.25	± 0.25
6) Toberas u orificios para flujos, incluyendo manómetro. No calibrado	± 1.25	± 1.25
7) Toberas u orificios para flujos, incluyendo registrador. No calibrado	± 1.60	± 1.60
8) Poder Calorífico del combustible (carbón)	± 0.50	± 0.50
(gas y combustóleo)	± 0.35	± 0.35
9) Flujo recalentado (basado en los cálculos del balance térmico)	± 0.60	± 0.10
10) Temperatura a la salida del sobrecalentador (instrumentación calibrada)	± 0.25	± 0.15
11) Presión a la salida del sobrecalentador (instrumentación calibrada)	± 1.00	± 0.00

Continuación tabla 4.1.

Medición	Error en la Medición (%)	Error en el cálculo de la Eficiencia (%)
12) Temperaturas de entrada y salida del recalentador (instrumentación calibrada)	± 0.25	± 0.10
13) Presiones de entrada y salida del recalentador (instrumentación calibrada)	± 0.50	± 0.00
14) Temperatura del agua de alimentación (instrumentación calibrada)	± 0.25	± 0.10

b) Método de Pérdidas

Medición	Error en la Medición (%)	Error en el cálculo de la Eficiencia (%)
1) Poder Calorífico del combustible (carbón)	± 0.50	± 0.03
(gas y combustóleo)	± 0.35	± 0.02
2) Análisis de Orsat	± 3.00	± 0.30
3) Temperatura de gases combustión (instrumentación calibrada)	± 0.50	± 0.02
4) Temperatura del aire para la combustión (instrumentación calibrada)	± 0.50	± 0.00
5) Análisis del combustible (carbón)	± 1.00	± 0.10
(hidrógeno)	± 1.00	± 0.10
6) Humedad del combustible	± 1.00	± 0.00

8

4.4.2 Preparación de las pruebas.

El Generador de Vapor se revisará para verificar si existen fugas, y cuando así sea, deberán corregirse.

Cualquier desviación de las condiciones previamente especificadas sobre el estado del equipo, limpieza de las superficies de transmisión de calor, características del combustible o variaciones en la carga, serán descritas en el reporte de la prueba.

4.4.3 Pruebas preliminares.

Los objetivos de las pruebas preliminares son:

- a) Verificar la operación de todos los instrumentos
- b) Entrenamiento del personal encargado de la prueba
- c) Realizar los últimos ajustes
- d) Establecer las condiciones adecuadas de combustión para el tipo de combustible usado.

4.4.4 Inicio de la prueba

Se deberán mantener lo mas estables que sea posible, desde el inicio, y hasta el final de la prueba, las siguientes variables:

- a) Condiciones de combustión.
- b) Nivel de agua.
- c) Exceso de aire.
- d) Cualquier variable que pueda afectar los resultados de la prueba, tales como presiones y temperaturas.

En algunos casos puede ser necesario detener una prueba antes de

concluiría, debido a que sea imposible mantener estables las condiciones iniciales.

4.4.5 Duración de las pruebas.

Para unidades que queman carbón, usando pulverizadores, como por ejemplo, en el caso de los quemadores tipo ciclón, la prueba no tendrá una duración menor de 4 horas, cuando se lleve a cabo empleando el método directo. Cuando se emplean alimentadores mecánicos, la prueba tendrá una duración de 24 horas de preferencia, pero no menos de 10 horas. Cuando se emplea el método de pérdidas de calor, la duración de la prueba no será menor de 4 horas.

Para unidades que quemán combustibles líquidos o gaseosos, las pruebas no tendrán una duración menor de 4 horas, lo mismo que en el caso de las calderas de recuperación, para ambos métodos.

En el reporte se debe especificar claramente la duración real de la prueba.

4.4.6 Curvas de rendimiento.

Se recomienda, aunque no es obligatorio, que las pruebas se realicen cuando menos para 4 condiciones diferentes de operación, para que las curvas de rendimiento puedan ser dibujadas para los puntos de pruebas respectivos.

4.4.7 Frecuencia de las lecturas.

Las lecturas se tomarán con intervalos de 15 minutos, pero si existen fluctuaciones, se puede variar esta frecuencia.

4.4.8 Instrumentos de medición.

Para información acerca de los instrumentos necesarios para realizar las mediciones, se recomienda consultar las normas respectivas, tales como la: PTC 19.1 (Consideraciones generales), PTC 19.2 (Mediciones de presión), PTC 19.3 (Mediciones de temperatura), PTC 19.10 (Análisis de los gases de combustión), etc.

4.5. EFICIENCIA POR EL METODO DIRECTO.

Este método está basado en la relación entre el aprovechamiento de calor y la suma del combustible y calores suministrados. Para la aplicación del método directo, se requiere la medición de la cantidad de combustible quemado, de su poder calorífico y del calor absorbido por el fluido o fluidos de trabajo.

La eficiencia de un Generador de Vapor, por este método, se expresa como sigue:

$$\eta_g = \frac{\text{Calor aprovechado}}{\text{Calor suministrado}} \times 100 \quad [\%] \quad (1)$$

o bien:

$$\eta_g = \frac{\text{Calor absorbido por el fluido de trabajo}}{\text{Calor del combustible} + \text{Calores suministrados}} \times 100 \quad [\%] \quad (2)$$

Siendo

η_g : Eficiencia del Generador de Vapor [%]

La determinación del calor suministrado, se efectúa de acuerdo con los siguientes métodos:

4.5.1 Combustibles sólidos.

La cantidad de combustible se determinará pesándolo en el punto lo más cercano posible al punto donde se quemará, y tomando en cuenta todas las pérdidas que existan entre el punto donde se pesó y el punto de introducción al Generador de Vapor.

Se debe obtener una muestra representativa del combustible, de acuerdo con los procedimientos marcados en las normas ASME PTC 3.2 y ASTM D 271, para determinar su poder calorífico.

El poder calorífico determinado de acuerdo a las normas anteriores es a volumen constante, pero ya que éste es quemado dentro del Generador de Vapor a presión constante, éste valor determinado en laboratorio a través de la bomba calorimétrica, debe convertirse a presión constante (ver sección 7 cálculos). Cuando la prueba del Generador de Vapor se realiza por el método directo, solamente se requiere conocer el valor del Poder calorífico del combustible y la humedad contenida en él.

4.5.2 Combustibles líquidos

Se recomienda el empleo de tanques de pesado calibrados, pero de no ser posible, entonces se emplearan tanques volumétricos calibrados.

Se deben tomar en cuenta las pérdidas que existen entre el punto de medición y el punto donde se quema el combustible. Las muestras de combustible se obtendrán de acuerdo con los procedimientos señalados en la norma ASME PTC 3.1. Se debe considerar que la determinación del Poder Calorífico, al igual que en los combustibles sólidos, se realiza

a volumen constante, por lo que hay que hacer las mismas consideraciones al respecto.

4.5.3 Combustibles gaseosos

La medición de los volúmenes de un combustible gaseoso en las pruebas de los Generadores de Vapor, requiere del uso de placas de orificio, toberas o tubos venturi.

Se deben seguir las recomendaciones de la norma PTC 19.5, para el diseño, construcción, calibración y uso de los elementos de medición, así como para su localización e instalación.

En la medición del volumen de combustible gaseoso, debe ponerse atención en que no existan fluctuaciones de flujo, tales como las originadas por el uso de equipos recíprocos.

El análisis del combustible y la determinación de su poder calorífico se realizarán de acuerdo con la norma PTC 3.3.

4.5.4 Calores suministrados

Los calores suministrados serán determinados por los flujos máscos respectivos, multiplicados por la diferencia de entalpia, o por la conversión a unidades térmicas si se trata de energía eléctrica.

La medición de los flujos de entrada o de salida se realizará por los métodos siguientes:

- a) Medición del Flujo de vapor.

La cantidad del flujo de vapor principal puede ser determinado por

n. lo de toberas o placas de orificio. Todas las pérdidas que puedan afectar los resultados de las mismas, deberán ser eliminadas, y si no es posible, deberán tomarse en cuenta en las mediciones.

b) Temperaturas de vapor y agua de alimentación.

La temperatura del vapor saturado puede medirse en cualquier punto de la línea del vapor, pero tan cerca como sea posible de su salida.

La temperatura del vapor sobrecalentado será medida tan cerca como sea posible de la salida del sobrecalentador y/o recalentador, con el fin de disminuir las pérdidas de calor; asimismo, la temperatura del agua de alimentación será medida tan cerca como sea posible de la entrada del economizador.

Dada la importancia de las temperaturas del vapor y del agua de alimentación se recomienda que se tomen en dos puntos diferentes.

c) Humedad del vapor.

La humedad del vapor a la temperatura de saturación, será medida con un calorímetro, y su construcción, instalación y operación deberá estar de acuerdo con la norma PTC 19.11.

d) Presiones del vapor y agua de alimentación.

Los manómetros para medir la presión, se deben localizar en lugares donde no puedan ser afectados por calor excesivo o vibraciones, y colocados en posiciones convenientes para facilitar su lectura.

4.7. EFICIENCIA POR EL METODO DE PERDIDAS DE CALOR.

Este método se basa en la precisión y más completa información que se pueda obtener durante las pruebas, para calcular todas las pérdidas y

calores suministrados que influyen en la eficiencia.

El cálculo de la eficiencia por éste método, se expresa como:

$$\eta_g = 100 - \left[\frac{\text{Pérdidas de Calor}}{\text{Calor del combustible} + \text{Calores suministrados}} \times 100 \right] \quad \begin{matrix} [\%] \\ (3) \end{matrix}$$

Los datos requeridos para aplicar éste método son los siguientes:

- a) Análisis del combustible.
- b) Composición o análisis de los gases de combustión (contenido de CO_2 , CO , O_2 y otros gases de combustión).
- c) Temperatura de los gases de combustión.
- d) Temperatura del aire suministrado para la combustión.
- e) Combustible sin quemar arrastrado por los gases de combustión.
- f) Combustible sin quemar en los colectores de polvo.
- g) Combustible sin quemar en los residuos del foso de escorias.
- h) Temperatura del combustible suministrado en el punto de entrada al Generador de Vapor.
- i) Temperatura, presión y cantidad de cualquier medio empleado para la operación del Generador de Vapor, como son bombas de agua, vapor de atomización y agua para enfriamiento.
- j) Humedad del aire suministrado para la combustión.
- k) Radiación.
- l) Calor sensible en el flujo de partículas arrastradas por los gases de combustión.
- m) Pérdidas de calor en el foso de escorias.
- n) Calor rechazado en los pulverizadores.
- o) Energía eléctrica para la operación de los ventiladores de recirculación de gases, bombas de agua de circulación del Generador de Vapor, ventiladores de aire primario y pulverizadores.

A continuación se explican los procedimientos que se siguen par obtener algunos de los datos anteriores.

a) Análisis del combustible.

El contenido de los elementos componentes del combustible es determinado en porcentaje en peso, o porcentaje en volumen del combustible quemado.

b) Análisis de los gases de combustión.

Se requiere de un análisis de Orsat de los gases de combustión a la salida del Generador de Vapor. Generalmente, para el análisis se toman muestras en los puntos 15, 14 o 12 de acuerdo con la figura 4.1, (Salida del calentador de aire, salida del economizador o salida de la caldera), aunque algunas veces se requiere hacer un análisis de los gases en otros puntos.

Puede existir variación con respecto a las lecturas tomadas en la chimenea debido principalmente a la estratificación e infiltración de aire. Para obtener resultados representativos se divide la sección transversal del ducto en áreas iguales, cuyo número depende del tipo y configuración del ducto; las áreas serán aproximadamente cuadradas y los puntos de muestreo no estarán separados por más de 3 pies, debiendo usarse no menos de cuatro puntos de muestreo.

c) Medición de la temperatura del aire y de los gases de combustión.

Se requiere medir la temperatura de los gases de combustión a la salida del Generador de Vapor. Esta se medira en los mismos puntos y siguiendo el mismo procedimiento que se siguió para la toma de las muestras de gases de combustión.

Se requiere la determinación de las temperaturas de aire primario, secundario y temperatura del aire a la entrada y salida del

precalentador de aire.

d) Residuos.

El método de pérdidas de calor requiere la determinación de las pérdidas de calor del combustible sin quemar en los residuos o desechos. Lo más difícil es la determinación precisa de la cantidad de residuos descargados o removidos de la unidad. En algunas instalaciones es impráctico o imposible coleccionar y pesar los residuos; en tal caso, será necesario determinar la cantidad de residuos por volumen o diferencia, en un balance, teniendo cuidado de incluir todos los residuos descargados o removidos de la unidad, excluyendo todos los que son retornados para su combustión posterior. Asimismo, se debe tomar en cuenta el tiempo requerido para que los residuos pasen del hogar al punto de descarga.

Los residuos coleccionados en varios puntos de la unidad, serán pesados separadamente y de preferencia en estado seco. La humedad contenida en los residuos, se determina por análisis de laboratorio, así como el contenido de combustible y su poder calorífico.

e) Humedad del aire.

La humedad contenida en el aire de combustión, puede determinarse con la ayuda de un sigrómetro o aparato similar. Las temperaturas de bulbo seco y húmedo, se determinan del aire atmosférico a las condiciones de entrada de la unidad.

f) Radiación y pérdidas en el foso de escorias.

Las pérdidas de calor por radiación se determinan en forma aproximada con el uso de la gráfica 4.8. Para medir las pérdidas de calor por radiación en una instalación cualquiera, se requiere una extensa instalación de termopares sobre diversas áreas seleccionadas, por lo

que resultaría muy complicado hacerlo directamente. Se ha demostrado que los cálculos con la figura 4.8, son conservadores.

Parte del calor liberado en el hogar es transmitido al foso de escorias por radiación y es perdido como calor sensible en las cenizas removidas del mismo. Cuando estas pérdidas en el foso de escorias no pueden ser determinadas por mediciones directas, no se calculan como pérdida individual, sino se incluyen como parte de las pérdidas de radiación y convección de las superficies.

4.8. INFORMACION ADICIONAL.

4.8.1 Determinación del consumo de energía de los auxiliares a vapor.

Para determinar el consumo de energía de los equipos auxiliares operados con vapor, incluidos dentro de los límites de la frontera del Generador de Vapor, se requiere disponer de la siguiente información:

- a) Flujo de vapor
- b) Presiones del vapor a la entrada y salida.
- c) Temperaturas.
- d) Calidad del vapor.

4.8.2 Determinación del consumo de energía eléctrica de auxiliares.

La determinación del consumo de energía eléctrica de los equipos auxiliares, se hará de acuerdo con la norma PTC 19.6, y en la determinación del calor equivalente de los auxiliares, el equipo deberá operarse tan cerca de sus condiciones de diseño como sea posible.

4.8.3 Eficiencia neta.

La eficiencia neta del Generador de Vapor, está fuera del alcance de esta norma, sin embargo como información adicional se incluyen algunas consideraciones al respecto.

La eficiencia neta es el calor absorbido por el fluido de trabajo, dividido por el calor total en el combustible más calores suministrados, calor equivalente de los auxiliares externos a la unidad, y el calor equivalente de las pérdidas de la operación de los equipos auxiliares dentro de los límites del sistema.

Los equipos externos a las fronteras del Generador de Vapor, que deben tomarse en cuenta en la determinación de la eficiencia neta pueden ser los siguientes:

- a) Ventiladores de tiro forzado.
- b) Ventiladores de tiro inducido.
- c) Ventiladores de recirculación de aire.
- d) Sopladores de hollín.
- e) Equipo de manejo de cenizas.
- f) Precipitadores eléctricos.
- g) Controles de accionamiento.
- h) Sistemas de manejo de combustible.
- i) Bombas de combustible.
- j) Sistemas de preparación de carbón.
- k) Agua de enfriamiento.

En el cálculo de la eficiencia neta, además de considerar el calor equivalente de los equipos externos mencionados anteriormente, también deben considerarse las pérdidas por la operación de los auxiliares dentro de las fronteras del Generador de Vapor, tales como: motores, turbinas, y acoplamientos eléctricos e hidráulicos, que están asociados a los siguientes equipos:

- a) Pulverizadores.
- b) Molinos.
- c) Bombas de vacío.
- d) Ventiladores de recirculación de gases.
- e) Calentadores de aire.

4.9. CALCULOS.

Los siguientes procedimientos de cálculo son para determinar la eficiencia bruta de un Generador de Vapor por los métodos directo y de pérdidas de calor.

4.9.1. Eficiencia por el método directo.

$$\eta_g = \frac{\text{Salidas (Calor aprovechado)}}{\text{Suministros (Calor suministrado)}} \times 100 \quad (1)$$

Salida : Se define como el calor aprovechado por el fluido de trabajo (Figuras 4.1 y 4.2)

Suministros: Es el poder calorífico en el combustible, más calores suministrados al fluido de trabajo (figuras 4.1 y 4.2).

El cálculo correspondiente se realiza por la siguiente expresión:

$$\eta_g = \left[\frac{W_{se31} (h_{s32} - h_{w24}) + W_{we25} (h_{s32} - h_{w25})}{(H_f \times W_{fe}) + B_e} + \frac{W_{se33} (h_{s34} - h_{s33}) + W_{we26} (h_{s34} - h_{w26}) + W_{we35} (h_{w35} - h_{w24})}{(H_f \times W_{fe}) + B_e} \right] \times 100 \quad (4)$$

Para Generadores de Vapor con bombas de recirculación, se debe agregar a la ecuación (5), el siguiente término:

$$\frac{W_{wc48} (h_{w48} - h_{w47}) + (W_{wc47} - W_{wc48}) \times (h_{w24} - h_{w47})}{(H_f \times W_{fe}) + B_e} \quad (5)$$

η_g :	Eficiencia bruta	[%]
W_{sc31} :	Flujo de vapor que entra al sobrecalentador	[lb/hr]
W_{sc33} :	Flujo de vapor recalentado	[lb/hr]
W_{wc25} :	Flujo de agua de atomización al sobrecalentador	[lb/hr]
W_{wc26} :	Flujo de agua de atomización al recalentador	[lb/hr]
W_{wc35} :	Flujo de agua de purgas	[lb/hr]
W_{wc47} :	Flujo de agua de inyección a la bomba	[lb/hr]
W_{wc48} :	Flujo de agua de fugas en la bomba	[lb/hr]
h_{s32} :	Entalpía del vapor a la salida del sobrecalentador	[Btu/lb]
h_{s33} :	Entalpía del vapor a la entrada del recalentador	[Btu/lb]
h_{s34} :	Entalpía del vapor a la salida del recalentador	[Btu/lb]
h_{w24} :	Entalpía del agua de alimentación a la entrada de la unidad	[Btu/lb]
h_{w25} :	Entalpía del agua de atomización del sobrecalentador	[Btu/lb]
h_{w26} :	Entalpía del agua de atomización del recalentador	[Btu/lb]
h_{w35} :	Entalpía del agua de purgas	[Btu/lb]
h_{w47} :	Entalpía del agua de inyección	[Btu/lb]
h_{w48} :	Entalpía del agua de fugas	[Btu/lb]
W_{fe} :	Consumo de combustible	[lb/hr]
H_f :	Poder calorífico superior del combustible, obtenido del análisis del laboratorio, que debe ajustarse a las condiciones de combustión en el Generador de Vapor, considerando su contenido de humedad	[Btu/lb]

$$H_f = H_{f'} \times \frac{100 - m_f}{100} \quad (6)$$

- $H_{f'}$: Poder calorífico superior del combustible, obtenido por análisis de laboratorio (base seco) [Btu/lb]
 m_f : Porcentaje de humedad contenida en el combustible, determinada por análisis de la muestra [%]

Cuando el poder calorífico se obtiene a volumen constante, se debe convertir a presión constante, como sigue:

$$H_{fp} = H_{fv} + \frac{\Delta\psi R_u T}{778.2} H_{fv} + \Delta\psi \frac{1545 \times 537}{778.2} \quad (7)$$

$$H_f = H_{fv} + \Delta\psi 1066 = H_{fv} + \frac{1066}{4.032} H = H_{fv} + 264.4 H \quad (8)$$

- H_{fp} : Poder calorífico superior del combustible a presión constante [Btu/lb]
 H_{fv} : Poder calorífico superior del combustible a volumen constante [Btu/lb]
 $\Delta\psi$: lb mol de oxígeno removido en la reacción, por la condensación del vapor de agua formado [lb mol/lb]

$$\Delta\psi = \frac{H}{2 \times 2.016} = \frac{H}{4.032} \quad (9)$$

- H : lb de hidrógeno contenido en la humedad del combustible, por lb de combustible quemado, determinado por análisis de laboratorio [lb/lb c]
 R_u : Constante universal de los gases (1545 [ft lb/lb mol R])
 T : Temperatura standar del calorímetro (537 [R])

778.2: (ft lb = 1 Btu) Equivalente mecánico del calor

Si se emplean combustibles sólidos o líquidos, el peso es determinado por medición directa. Pero cuando se emplean combustibles gaseosos, se debe convertir el volumen medido a peso, para lo que se emplea la siguiente expresión:

$$W_{fe} = Q_{fe} \times \gamma_f \quad (10)$$

Q_{fe} : Consumo de combustible gaseoso quemado [ft³/hr]
 γ_f : Peso específico del combustible. Puede obtenerse por medio de tablas, de la Asociación Americana de Gas, y corregirse a 68 F [lb/ft³]

4.9.1.1 Calores Suministrados

$$B_e = B_{Ae} + B_{ze} + B_{fe} + B_{xe} + B_{mAe} \quad (11)$$

B_e : Calor total suministrado, definido como aquellas cantidades de calor suministradas al Generador de Vapor, diferentes del Poder calorífico superior del combustible (figura 4.2) [Btu/hr]
 B_{Ae} : Calor suministrado al aire por los calentadores aire-vapor [Btu/hr]
 B_{ze} : Calor suministrado por el vapor de atomización cuando la fuente es externa al Generador de Vapor [Btu/hr]
 B_{fe} : Calor sensible suministrado por el combustible [Btu/hr]
 B_{xe} : Calor suministrado por los equipos auxiliares dentro de las fronteras del Generador de Vapor [Btu/hr]

B_{mAe} : Calor suministrado por el calor sensible de la humedad que entra del aire [Btu/hr]

4.9.1.1.1 Calor suministrado al aire por los calentadores aire-vapor.

$$B_{Ae} = (W_{A'} - W_{A'S}) \times W_{fc} \times c_{pA'} [t_{A7,AB} - t_{RA}] + W_{A'S} \times W_{fc} \times c_{pA'} [t_{A'S} - t_{RA}] \quad (12)$$

$W_{A'}$: Flujo de aire seco por lb de combustible quemado (relación aire-combustible) [lb/lb c]

$W_{A'S}$: Flujo de aire de atemperación para el pulverizador [lb/lb c]

$c_{pA'}$: Calor específico del aire seco a la temperatura que entra al Generador de vapor. Se calcula con la gráfica 4.5 [Btu/lb F]

$t_{A7 \text{ o } AB}$: Temperatura del aire a la entrada del Generador de Vapor. Si la unidad cuenta con calentadores de aire después del calentador principal (Figura 4.1), y el aire es suministrado de una fuente externa al Generador de Vapor, la temperatura de entrada será t_{AB} . Pero si se trata de aire recirculado directamente del Generador, la temperatura del aire se tomará como t_{A7} [F]

t_{RA} : Temperatura de referencia del aire [59 F]

$t_{A'S}$: Temperatura del aire suministrado del cuarto de máquinas o de la descarga del ventilador de tiro forzado para atemperación del pulverizador [F]

$$W_{A'} = \frac{(W_{C \cdot N_2} - N)}{0.7685} \quad (13)$$

- $W_{C \cdot N_2}$: Contenido de Nitrógeno en gases de combustión, por lb de combustible quemado [lb/lb c]
- N : Contenido de Nitrógeno en el combustible, por lb de combustible quemado [lb/lb c]

$$W_{C \cdot N_2} = \frac{W_c \cdot 28.02 N_2}{44.01 CO_2 + 32.00 O_2 + 28.02 N_2 + 28.01 CO} \quad (14)$$

$$W_c = \frac{44.01 CO_2 + 32.00 O_2 + 28.02 N_2 + 28.01 CO}{12.01 (CO_2 + CO)} \times \left[C_b + \frac{12.01 S}{32.07} \right] \quad (15)$$

- W_c : Flujo de gases secos de combustión, por lb de combustible quemado [lb/lb c]
- CO_2 : Porcentaje en volumen de CO_2 en gases de combustión [%]
- O_2 : Porcentaje en volumen de O_2 en gases de combustión [%]
- CO : Porcentajes en volumen de CO en gases de combustión [%]
- N_2 : Porcentaje en volumen de nitrógeno en gases de combustión. Determinado por diferencia del total de CO_2 , CO y O_2 del 100% [%]
- C_b : Cantidad de carbono del combustible que se quema [lb/lb c]
- S : Contenido de azufre en el combustible [lb/lb c]

Sustituyendo los términos anteriores se tiene:

$$W_{C \cdot N_2} = \frac{28.02 N_2}{12.01 (CO_2 + CO)} \left(C_b + \frac{12.01 S}{32.07} \right) \quad (1)$$

$$C_b = C - \frac{W_{d'p'} - H_{d'p'}}{14\,500} \quad (17)$$

- C : Contenido de carbono en el combustible, determinado por análisis de laboratorio [lb/lb c].
- $W_{d'p'}$: Lb de residuos totales secos, por lb de combustible quemado [lb/lb c].
- $H_{d'p'}$: Poder calorífico total de los residuos secos, determinado por análisis del laboratorio [Btu/lb].
- 14500 : Poder calorífico de 1 lb de carbono tal y como se encuentra en los residuos [Btu/lb].

4.9.1.1.2 Calor suministrado por el vapor de atomización cuando la fuente es externa al Generador de Vapor.

$$B_{ze} = W_{ze} (h_{z42} - h_{Rv}) \quad (18)$$

- W_{ze} : Flujo de vapor de atomización [lb/hr]
- h_{z42} : Entalpia del vapor de atomización a las condiciones de presión y temperatura en el punto de medición [Btu/lb]
- h_{Rv} : Entalpia del vapor saturado a la temperatura de referencia [Btu/lb]

4.9.1.1.3 Calor suministrado por el calor sensible del combustible

$$B_{fe} = W_{fe} \times c_{pr} (t_{f1,3,4} - t_{RA}) \quad (19)$$

c_{pr} : Calor específico del combustible. Se puede usar un valor de 0.3 Btu/lb F para carbón. Para combustóleo se obtiene de la figura 4.2, y para gas de la figura 4.3 [Btu/lb F]

t_{f1} ó t_{f3} ,
ó t_{f4} : Temperatura de entrada del combustible (figura 4.1) [F]

4.9.1.5 Calor suministrado por los equipos auxiliares dentro de la frontera del Generador de Vapor

$$B_{xe} = W_{sxe} (h_{sx} - h_{ix}) \eta_x \quad (20)$$

W_{sxe} : Consumo de vapor de auxiliares [lb/hr]

h_{sx} : Entalpía del vapor suministrado para operar los auxiliares [Btu/lb]

h_{ix} : Entalpía a las condiciones de presión de salida y entropía de entrada del vapor para operar los auxiliares [Btu/lb]

η_x : Eficiencia global de operación de los auxiliares, que incluye turbina y eficiencia de acoplamientos [%]

Quando se trata de auxiliares que emplean energía eléctrica:

$$B_{xe} = 3413 \times (\text{KWh}) \times \eta_x \quad (21)$$

η_x : Eficiencia global de operación de auxiliares, que incluye eficiencias de motores y acoplamientos eléctricos e hidráulicos [%]

4.9.1.1.5 Calor suministrado por el calor sensible de la humedad del aire

$$B_{mAe} = W_{mA'} W_{A'e} c_{ps} (t_{A7, AB} - t_{RA}) \quad (22)$$

$$W_{A'e} = W_{A'} \times W_{fe} \quad (23)$$

$W_{mA'}$: Contenido de humedad por lb de aire seco [lb/lb c]
 $W_{A'e}$: Suministro de aire seco total [lb/hr]
 c_{ps} : Calor específico del vapor, determinado de la gráfica 4.4, [Btu/lb F]

4.9.2 Método de pérdidas de calor.

La eficiencia se calcula de acuerdo con la ecuación general:

$$\eta_g = 100 - \frac{L}{H_f + B} \times 100 \quad (24)$$

o bien

$$\eta_g = \frac{\text{salida}}{\text{suministros}} \times 100 \quad (1)$$

Para este método se deben considerar las siguientes pérdidas:

$$L = L_{UC} + L_{G'} + L_{mf} + L_H + L_{mA} + L_Z + L_{CO} + L_{UH} + L_{UHC} + L_{\beta} + L_P + L_d + L_r + L_w \quad (25)$$

L :	Pérdidas totales	[Btu/lb]
L _{UC} :	Pérdidas debidas al carbono no quemado en los residuos totales secos	[Btu/lb]
L _{G'} :	Pérdidas debidas a los gases secos de combustión	[Btu/lb]
L _{mf} :	Pérdidas debidas a la humedad del combustible quemado	[Btu/lb]
L _H :	Pérdidas por la humedad formada durante la combustión del H ₂	[Btu/lb]
L _{mA} :	Pérdidas por la humedad en el aire	[Btu/lb]
L _Z :	Pérdidas debidas a la atomización con vapor	[Btu/lb]
L _{CO} :	Pérdidas por la formación de monóxido de carbono	[Btu/lb]
L _{UH} :	Pérdidas por hidrógeno no quemado	[Btu/lb]
L _{UHC} :	Pérdidas por hidrocarburos no quemados	[Btu/lb]
L _β :	Pérdidas por radiación y convección de las superficies	[Btu/lb]
L _P :	Pérdidas debidas a la radiación al foso de escorias, calor sensible en escorias, y si es aplicable, el calor latente de fusión de las escorias	[Btu/lb]
L _d :	Pérdidas debidas al calor sensible en partículas de los gases de combustión	[Btu/lb]
L _r :	Pérdidas del calor rechazado en el pulverizador	[Btu/lb]
L _w :	Pérdidas de calor en el agua de enfriamiento que entra al Generador de Vapor	[Btu/lb]

4.9.2.1 Pérdidas debidas al carbono no quemado en los residuos totales secos

$$L_{UC} = W_{d,p'} \times H_{d,p'} \quad (26)$$

$$W_{d,p'} = \frac{W_{d,p',e}}{W_{f,e}} \quad (27)$$

$W_{d,p',e}$: Flujo total de residuos secos [lb/hr]

Cuando es posible la medición directa de los residuos en los puntos de muestreo, entonces se puede emplear la siguiente ecuación:

$$L_{UC} = a + b + c + d + e \quad (28)$$

- a : Valor calorífico de residuos en el foso de escorias [Btu/lb c]
- b : Valor calorífico de residuos en la tolva de la caldera [Btu/lb c]
- c : Valor calorífico de residuos en el colector del economizador [Btu/lb c]
- d : Valor calorífico de residuos en el colector del calentador de aire [Btu/lb c]
- e : Valor calorífico de residuos en la tolva del colector de polvos [Btu/lb c]

4.9.2.2 Pérdidas debidas a los gases secos de combustión

$$L_{G'} = W_{G'} \times C_{PG'} (t_G - t_{RA}) \quad (29)$$

$C_{PG'}$: Calor específico de gases de combustión secos. Determinado por la gráfica 4.7 [Btu/lb f]

t_G : Temperatura de gases combustión a la salida de la unidad en el punto 12, 14 o 15 [F]

4.9.2.3 Pérdidas debidas a la humedad del combustible quemado

$$L_{mf} = m_f (h_{12,14,15} - h_{RW}) \quad (30)$$

$h_{12,14,15}$: Entalpia del vapor a la presión parcial y temperatura de salida de los gases de combustión, en los puntos 12, 14 o 15. Determinada por tablas de vapor [Btu/lb]

h_{RW} : Entalpia de líquido saturado a la temperatura de referencia [Btu/lb]

$$P_{mC} = \frac{P_A}{1 - \frac{100 \times 1.5 C_b}{m_c (CO_2 + CO)}} \quad (31)$$

P_{mC} : Presión parcial de la humedad en los gases de combustión [lb/plg²]

P_A : Presión atmosférica [lb/plg²]

Para usos prácticos, P_{mC} es aproximadamente 1 psia para la presión

parcial existente a la salida del Generador de Vapor. Para cálculos más exactos puede usarse:

$$m_c = 8.936 H + (W_{mA})(W_A) + m_f + W_z + m_p \quad (32)$$

- m_c : lb de humedad en los gases de combustión por lb de combustible quemado [lb/lb]
- W_z : Lb de vapor de atomización por lb de combustible quemado [lb/lb]
- m_p : Lb de humedad evaporada en el cenicero por lb de combustible quemado [lb/lb]

4.9.2.4 Pérdidas por la humedad formada durante la combustión de H_2

$$L_H = 8.936 \times H (h_{12,14,15} - h_{RV}) \quad (33)$$

8.936 = 8.936 lb de agua producidas de la combustión de 1 lb de hidrógeno.

4.9.2.5 Pérdidas por la humedad en el aire

$$L_{mA} = W_{mA} \times W_A (h_{12,14,15} - h_{RV}) \quad (34)$$

4.9.2.6 Pérdidas debidas a la atomización con vapor

$$L_z = \frac{W_{ze}}{W_{fe}} (h_{12,14,15} - h_{RV}) \quad (35)$$

W_{ze} : Lb de vapor de atomización [lb/hr]

4.9.2.7 Pérdidas por la formación de monóxido de carbono

$$L_{CO} = \frac{CO}{CO_2 + CO} \times 10\ 160 \times C_b \quad (36)$$

10 160 Btu producidas por la combustión de 1 lb de carbono para convertirlo de CO a CO₂. Representa la diferencia entre el carbono quemado, como se encuentra en el combustible para formar CO₂ (14 540 Btu), y el carbono quemado como se encuentra en el combustible para formar CO (4380 Btu), es decir 14 540-4380 = 10 160 Btu.

4.9.2.8 Pérdidas por hidrógeno no quemado

$$L_{UH} = \frac{\frac{H_2 \text{ (pies}^3\text{)}}{\text{gases secos (pies}^3\text{)}} \times W_c \times 318.9}{\text{peso específico de gases secos}} \quad (37)$$

H₂ : Contenido de hidrógeno en gases de combustión, determinado por análisis de laboratorio.

318.9 = Btu/ft³ de hidrógeno a 14.7 psia y 68 F

El peso específico de los gases de combustión a 68 F y 14.7 psia es igual a:

$$= 0.0401 \left[\frac{\text{CO}_2}{35.11} + \frac{\text{O}_2}{48.28} + \frac{\text{CO}}{55.16} + \frac{\text{N}_2}{55.14} + \frac{\text{SO}_2}{42.12} + \frac{\text{H}_2}{766.36} + \frac{\frac{\text{HC}}{1545}}{M_{\text{HC}}} \right] \quad (38)$$

HC: Porcentaje de hidrocarburos en gases de combustión [%]

M_{HC} : Peso molecular de hidrocarburos en gases de combustión [lb mol]

4.9.2.9 Pérdidas por hidrocarburos no quemados

$$L_{\text{UHC}} = \frac{\frac{\text{UHC (pies}^3\text{)}}{\text{gases secos (pies}^3\text{)}} \times W_c \times K_{\text{UHC}}}{\text{peso específico de gases secos}} \quad (39)$$

UHC: Porcentaje de hidrocarburos no quemados en gases de combustión [%]

$\frac{\text{UHC (pies}^3\text{)}}{\text{gases secos (pies}^3\text{)}}$ Relación de hidrocarburos no quemados, determinados por análisis de laboratorio, a los gases de combustión.

K_{UHC} : Poder calorífico de hidrocarburos no quemados. Determinado por análisis de laboratorio [Btu/ft³]

4.9.2.10 Pérdidas por radiación y convección a la superficie

L_{β} = Se determinan por la carta de pérdidas de la ABMA, figura 4.8.

Los valores de las pérdidas por radiación obtenidos a través de la

figura 4.8, son para una diferencia de temperaturas de 50 F, entre las superficies y el medio ambiente, con una velocidad del aire de 100 ft/min. Las correcciones para diferentes condiciones, se harán de acuerdo con las normas de la ASTM para materiales refractarios.

El cálculo de las pérdidas por radiación con la figura 4.8, se realiza de la siguiente forma: Entrando con el valor de la producción máxima continua en millones de Btu/hr, se traza una línea vertical a la curva de pérdidas a producción máxima continua, este punto, se translada hacia la parte izquierda de la gráfica hasta las líneas de los factores de corrección para paredes enfriadas, se baja sobre esta línea avanzando hacia la izquierda, a cruzar con la línea de número de paredes enfriadas, a partir de este punto se traza una línea horizontal y en el punto donde corte el eje, se lee el valor de las pérdidas por radiación.

4.9.2.11 Pérdidas debidas a la radiación al foso de escorias, calor sensible en escorias, y si es aplicable, el calor latente de fusión de las escorias.

$$L_p = H_{PW} + H_{EPW} + S_{HL} \quad (40)$$

H_{PW} : Pérdidas de calor por el incremento de temperatura del agua suministrada para remover las cenizas del foso de escorias.

[Btu/lb]

H_{EPW} : Pérdidas por evaporación del agua en el foso de escorias.

[Btu/lb]

S_{HL} : Pérdidas de calor sensible en los residuos [Btu/lb]

$$H_{PW} = \frac{W_{w38} \times (t_{w39} - t_{w38})}{W_{fe}} \quad (41)$$

W_{we38} : Consumo de agua suministrada al foso de escorias [lb/hr]

t_{w38} : Temperatura del agua a la salida del foso de escorias [F]

t_{w39} : Temperatura del agua a la entrada del foso de escorias [F]

$$H_{EPW} = \left[W_{w38} + \left(W_{fe} \times \frac{P}{100} \times \frac{S_{WW}}{S_{WR}} \right) - W_{we39} \right] \left[\frac{h_{v12,14,15} - h_{w39}}{W_{fe}} \right] \quad (42)$$

P : Residuos en el foso. Se expresa como un porcentaje del combustible quemado [%]

S_{WW} : Peso especifico del agua a la temperatura t_{w39} [lb/ft³]

S_{WR} : Peso especifico de residuos [lb/ft³]

h_{w39} : Entalpia del agua descargada [Btu/lb]

$$S_{HL} = C_{PP} \frac{W_{Pe}}{W_{fe}} (t_{w39} - t_{RA}) \quad (43)$$

C_{PP} : Calor especifico de los residuos húmedos [Btu/lb F]

W_{Pe} : Flujo de residuos humedos [lb/hr]

Cuando los residuos son removidos en estado seco, las pérdidas se calculan por la ecuación:

$$L_P = \frac{C_{PP'} (t_{p'37} - t_{RA}) W_{p'e}}{W_{fe}} \quad (44)$$

c_{pp} : Calor específico de los residuos secos en el foso de escorias
[Btu/lb F]

$t_{p'37}$: Temperatura de los residuos en el foso de escorias
[F]

$W_{p'e}$: Peso de los residuos secos que salen del foso de escorias
[lb/hr]

4.9.2.12 Pérdidas debidas al calor sensible en particulas de los gases de combustión

$$L_d = \frac{c_{d'} (t_{G12,14,15} - t_{RA}) W_{d'e}}{W_{fe}} \quad (45)$$

$c_{d'}$: Calor específico de las particulas en los gases de combustión
[Btu/lb F]

$W_{d'e}$: Peso de las particulas en los gases de combustión, en el punto de muestreo
[lb/hr]

4.9.2.13 Pérdidas del calor rechazado en el pulverizador

$$L_r = \frac{W_{re} \times H_r}{W_{fe}} \quad (46)$$

W_{re} : Lb de combustible rechazado en el pulverizador
[lb/hr]

H_r : Poder calorifico de combustible rechazado, determinado por análisis de laboratorio
[Btu/lb]

4.9.2.14 Pérdidas de calor en el agua de enfriamiento que entra al Generador de vapor.

$$L_w = \frac{W_{we} (t_{wOUT} - t_{wIN})}{W_{fe}} \quad (47)$$

- W_{we} : Flujo de agua de enfriamiento cuando se emplean paredes enfriadas por agua [lb/hr]
 t_{wOUT} : Temperatura de salida del agua de enfriamiento [F]
 t_{wIN} : Temperatura de entrada del agua de enfriamiento [F]

Además de las pérdidas señaladas anteriormente, hay que considerar los calores suministrados, como en el caso del método directo, por lo que se tiene:

$$B = \frac{B_{Ac} + B_{ze} + B_{fe} + B_{xe} + B_{mAc}}{W_{fe}} \quad (48)$$

- B : Calor total suministrado por libra de combustible quemado.
 Calor suministrado en forma de calor sensible [Btu/lb]

4.10. OTRAS CARACTERÍSTICAS DE OPERACION.

Esta sección trata acerca de los factores que influyen en la operación del Generador de Vapor y como pueden determinarse. Está estrechamente relacionada con la sección 3 (guías principales).

Los factores que se mencionan como principales variables que pueden afectar la eficiencia del Generador de Vapor son:

- a) Fugas de aire y filtraciones
- b) Capacidad máxima de carga
- c) Temperatura del vapor
- d) Temperatura de gases de combustión
- e) Presión estática de gases y aire
- f) Pérdidas de tiro
- g) Pérdidas de presión
- h) Contenido de sólidos en el vapor.

4.11. APENDICE

En esta sección se presentan algunas ecuaciones complementarias para determinar: peso de aire seco, exceso de aire y peso específico de gases de combustión.

Las ecuaciones que se mencionan de este capítulo, son complementarias a las citadas en las secciones precedentes. A continuación se muestran las ecuaciones que no se incluyeron anteriormente.

4.11.1 Peso del aire seco por libra de combustible quemado

$$W_A = \frac{28.02 (N_2) \times \left[C_b + \frac{12.01}{32.07} S \right] + 12.01 (CO_2 + CO)}{0.7685} - N \quad (49)$$

4.11.2 Exceso de aire

Para lograr la combustión completa del combustible, se requiere de la siguiente relación aire-combustible:

$$A'_\theta = 11.51 C + 34.30 \left[H - \frac{O}{7.937} \right] + 4.335 S \quad (50)$$

- A'_θ : lb de aire teorico requerido para quemar completamente 1 lb de combustible [lb/lb c]
 O : lb de oxigeno contenido en el combustible por lb de combustible quemado, determinado por análisis de laboratorio [lb/lb c]

El exceso de aire se calcula como un porcentaje;

$$A'_x = \frac{W_{A'} - A'_\theta}{A'_\theta} \times 100 \quad (51)$$

- A'_x : Porcentaje de exceso de aire [%]

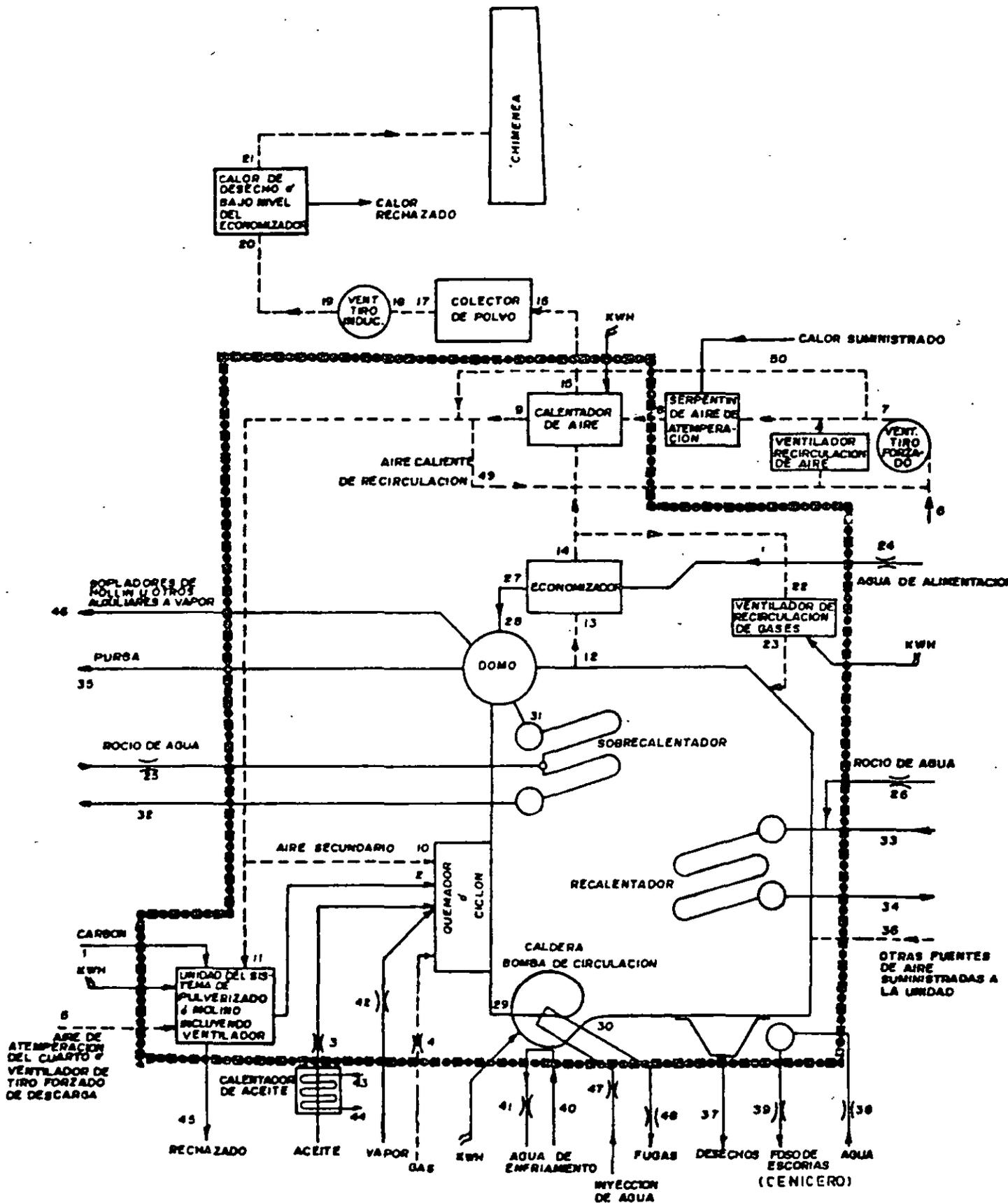


Figura 4.1. Diagrama de un Generador de Vapor según norma ASME PTC 4.1

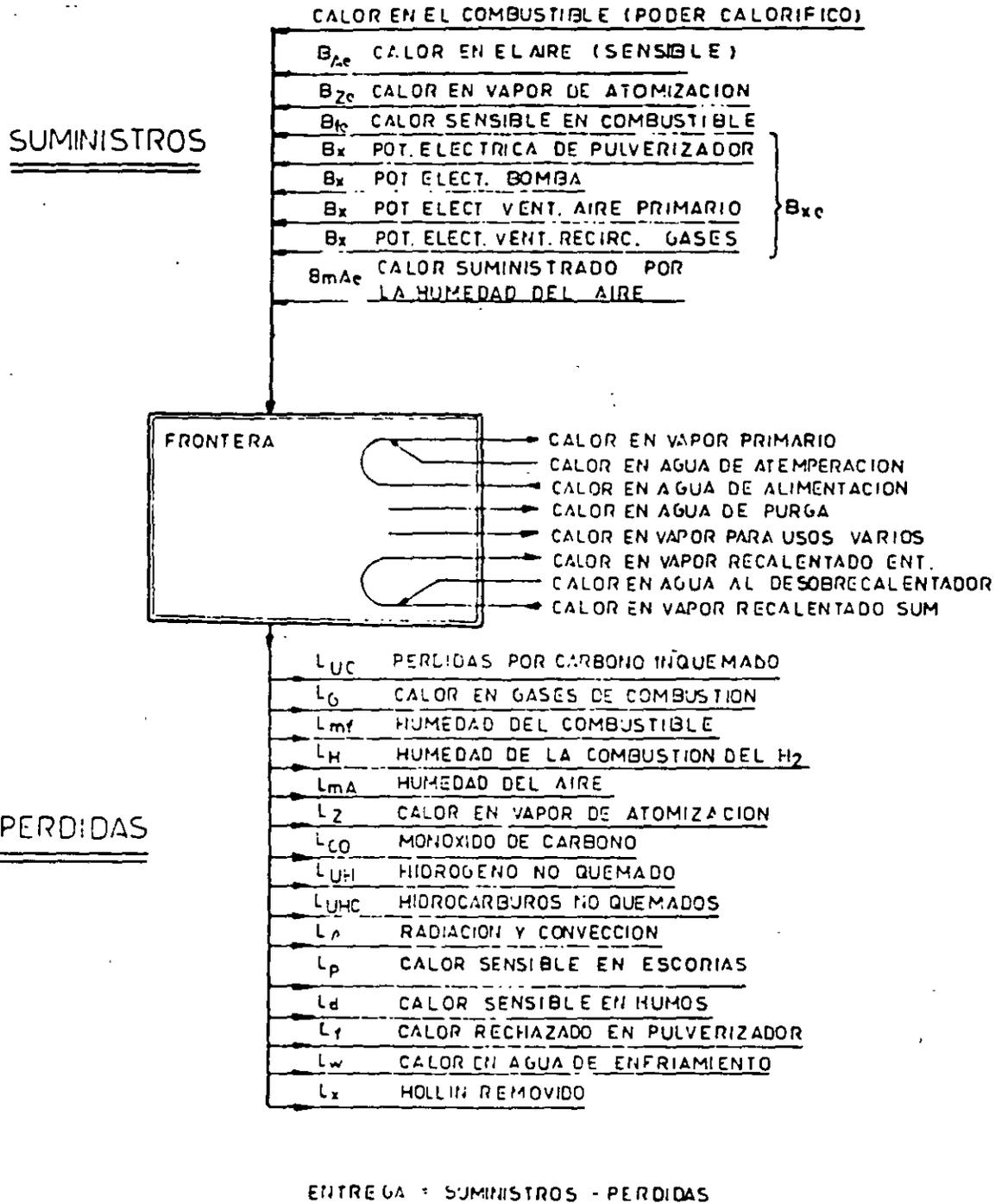


Figura 4.2. Balance de energía en un Generador de Vapor.

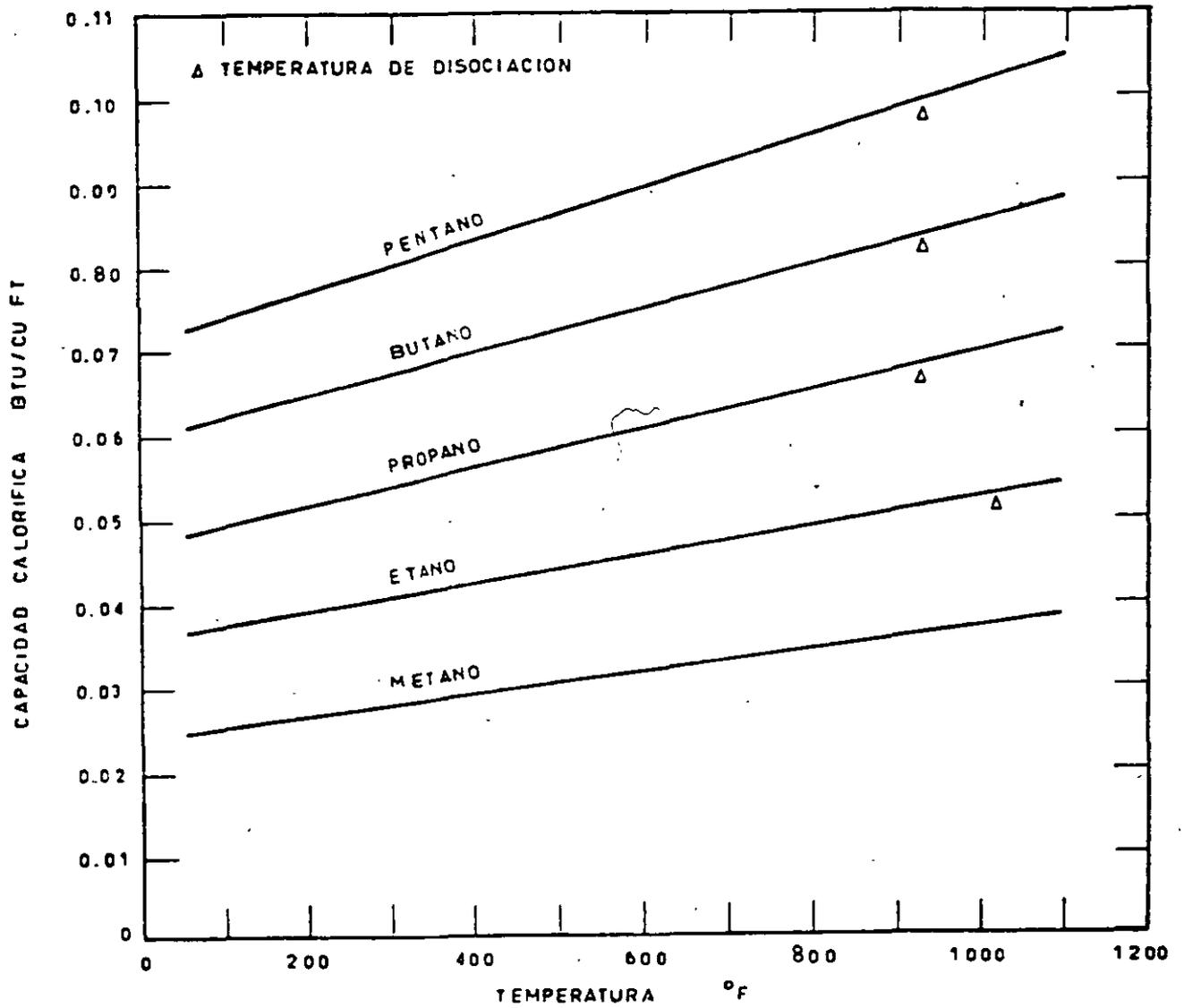


Figura 4.3. Calor específico de gases combustibles.

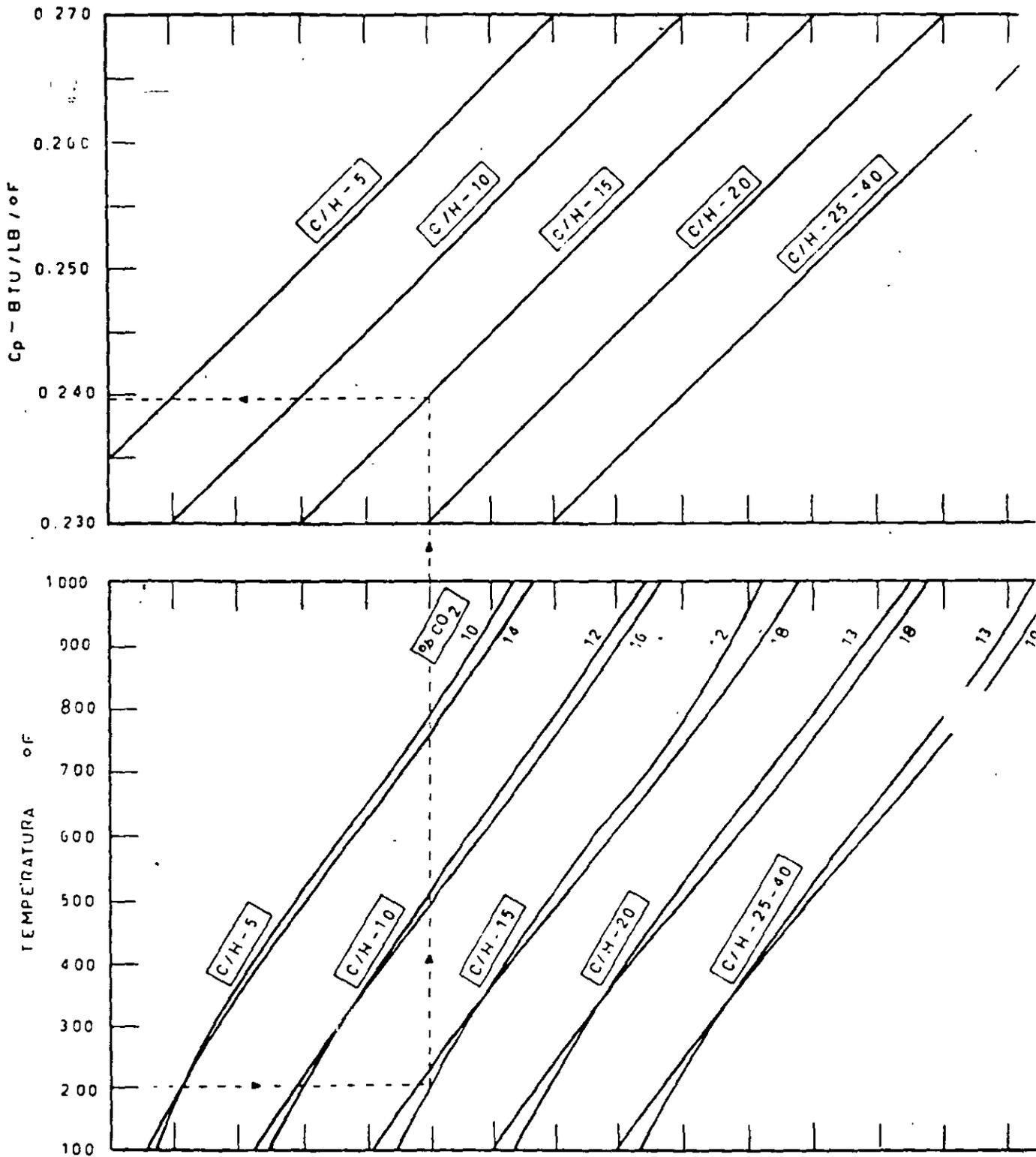


Figura 4.4. Calor específico de gases secos de combustión, para relaciones carbono-hidrógeno (combustible) de 5 a 40.

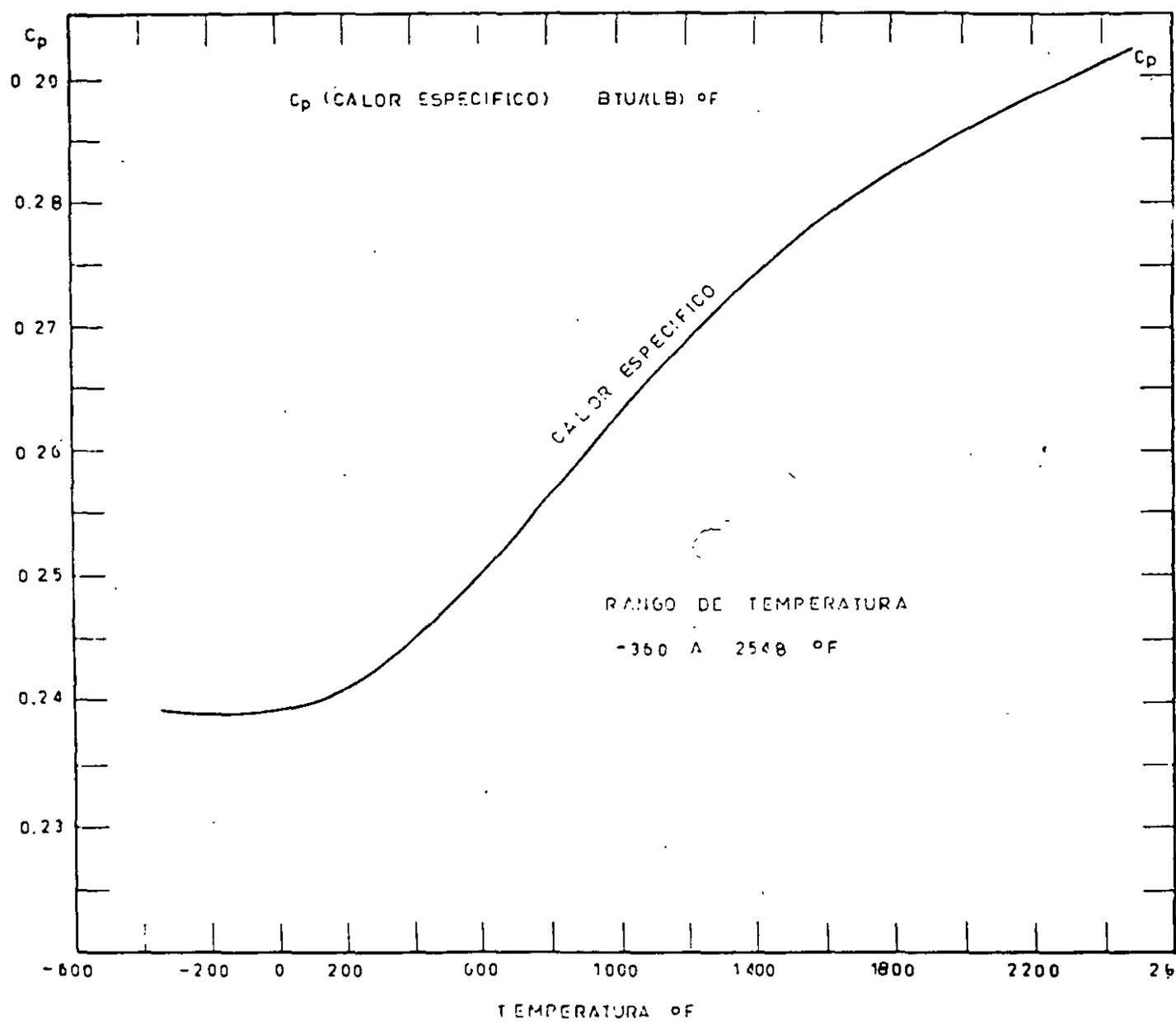


Figura 4.5. Calor especifico del aire.

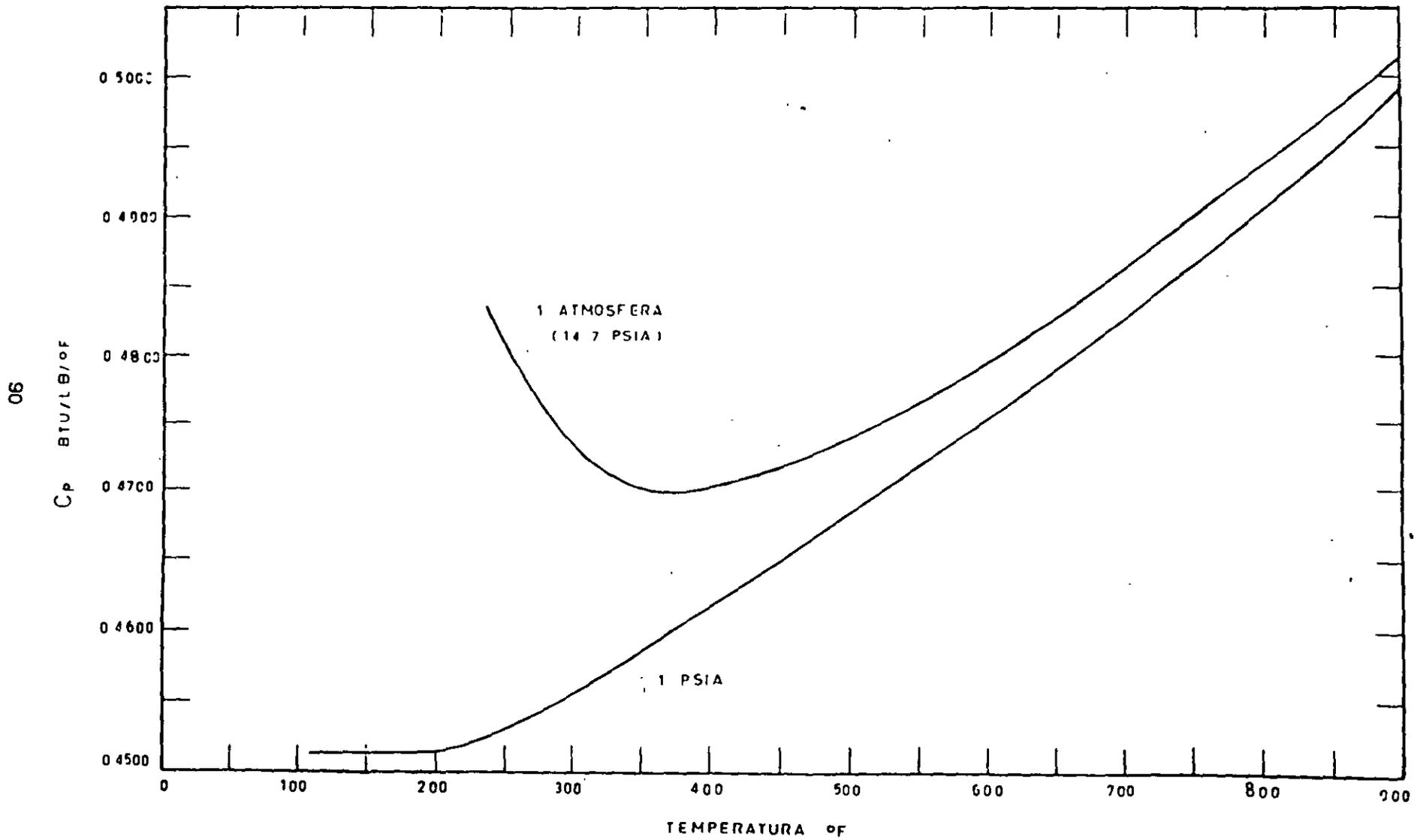


Figura 4.6. Cal específico del vapor de agua.

96

16

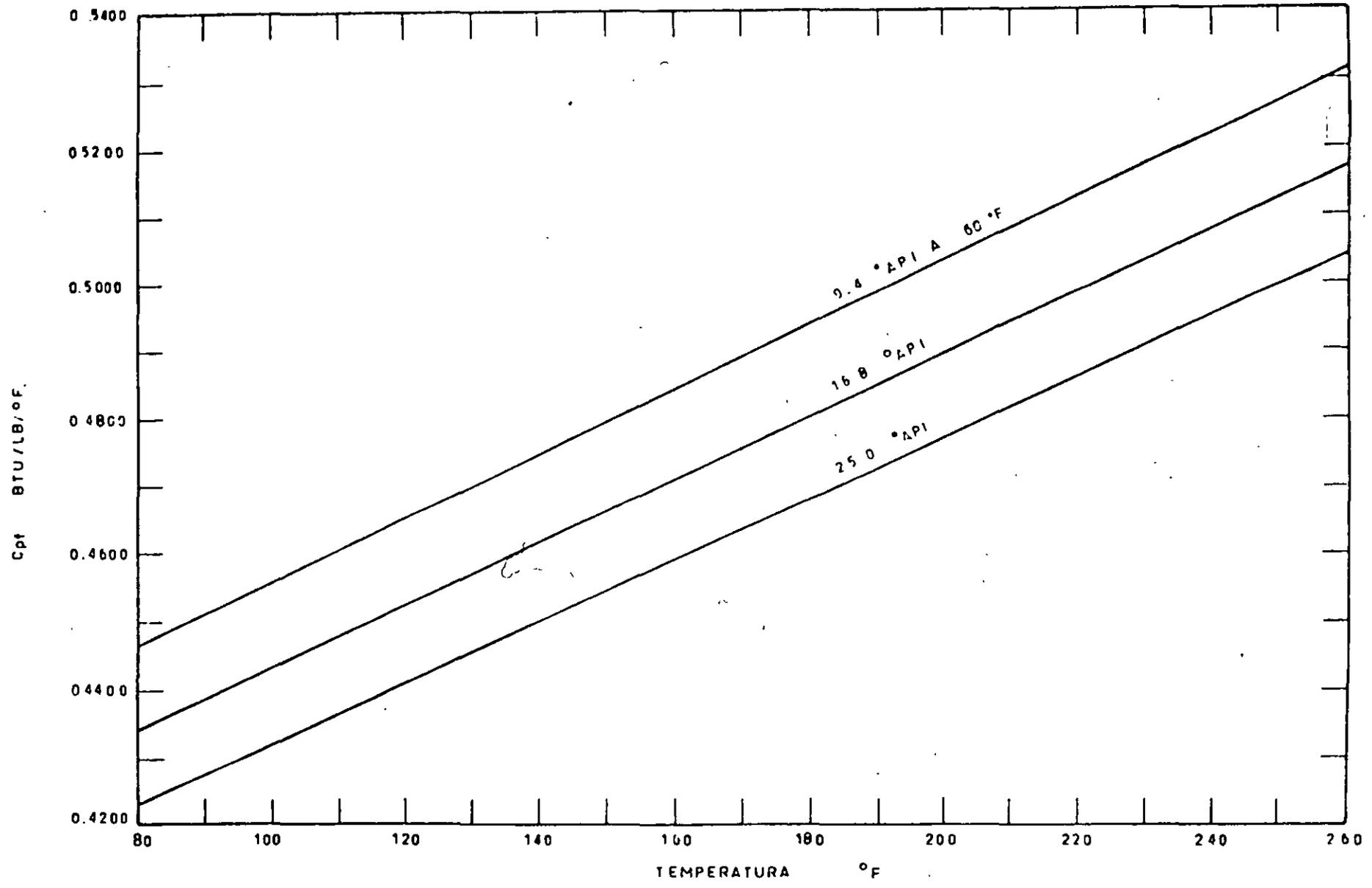


Figura 4.7. Calor específico del combustóleo a 1 atm.

47

28

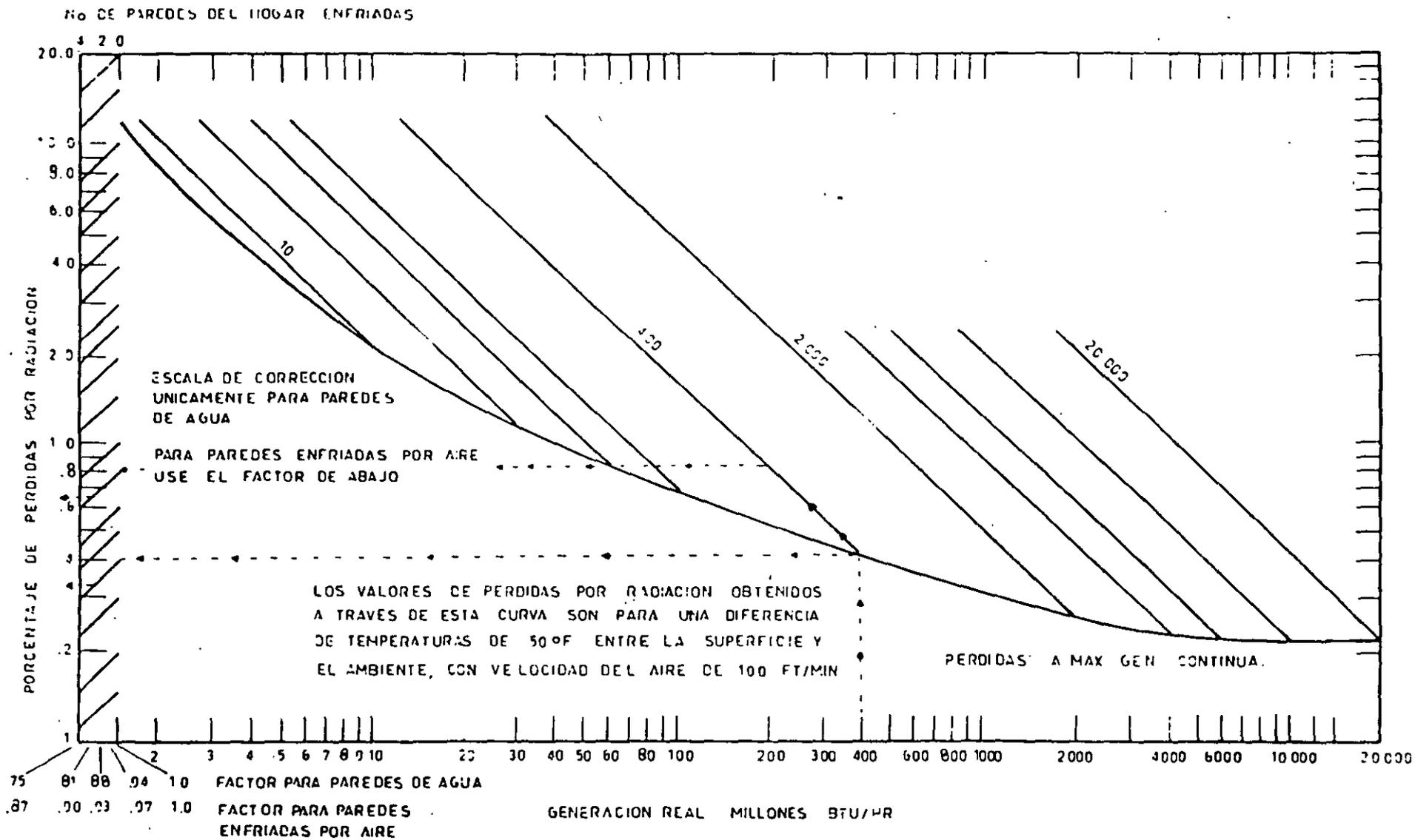


Figura 4.8. Grafica pérdidas por radiación.

48

CAPITULO V

ANALISIS DE LA EFICIENCIA TERMICA EN GENERADORES DE VAPOR POR LA NORMA DIN 1942

La norma DIN 1942, es una norma Alemana, que se ocupa de la determinación del comportamiento de los Generadores de Vapor, y se compone de 10 secciones, que son las siguientes:

1. Alcance, propósito y extensión de la norma DIN 1942
2. Normas aplicables y guías
3. Simbología, unidades y valores numericos
4. Consideraciones Generales
5. Condiciones de prueba
6. Aparatos de medición
7. Balance de energia y eficiencia
8. Tolerancias de medición
9. Conversión a las condiciones de garantia
10. Ejemplos de pruebas de aceptación de Generadores de Vapor.

En este capitulo se analizan cada una de las secciones que componen la Norma DIN 1942 para la prueba de los Generadores de Vapor.

5.1 ALCANCE, PROPOSITO Y EXTENSION DE LA NORMA DIN 1942.

Esta norma se aplica a Generadores de Vapor, sobrecalentadores y sistemas de transmisión de calor (para agua, gases y aceites térmicos), con quemadores individuales, incluyendo sus respectivos equipos auxiliares.

Define al generador de vapor como un equipo compuesto por: evaporador,

sobrecalentador, recalentador, calentador de agua de alimentac. calentador de aire, calentador de combustible y quemadores. Sus auxiliares incluyen alimentadores de combustible, planta de pulverizado, ventilador de tiro forzado, ventilador de tiro inducido, instalaciones para remoción de residuos de combustión, calentador de aire a vapor, calentador de combustible y precipitador.

5.1.1 Proposito y extensión.

Las reglas que conforman la norma DIN 1942, son las bases para la aceptación de Generadores de Vapor y sistemas de transmisión de calor.

La prueba de aceptación servirá para verificar si se cumple con la eficiencia garantizada por el fabricante.

Define la eficiencia como la relación entre la cantidad de calor transmitido al agua y vapor dentro del Generador de Vapor, y la energía suministrada al mismo simultáneamente por el combustible (aire, etc.

Los principales aspectos contenidos en esta norma son:

- a) Recomendaciones para las pruebas.
- b) Determinación de los límites del balance de energía del Generador de Vapor y definición de la eficiencia.
- c) Datos relacionados a las tolerancias en las mediciones.
- d) Ejemplos de pruebas de aceptación.

5.1.2 Direcciones generales

Las reglas de esta norma contienen una guía referente al tipo y extensión de las pruebas de aceptación, que podrán hacerse antes de las pruebas o al tiempo de ordenar el Generador de Vapor, como por

ejemplo: extensión del suministro, límites del sistema, temperatura de referencia, método de determinación de la eficiencia, mediciones adicionales, condiciones de prueba tales como: grado de contaminación, condiciones de estado estacionario, duración de la prueba, desviaciones de las condiciones de prueba, purgas al drenaje, uso de otros aparatos de medición de aquellos considerados por esta norma, tablas de vapor y de otras propiedades termodinámicas a ser usadas, métodos especiales de conversión, y localización de los sitios de toma de muestras.

5.2 NORMAS APLICABLES Y GUIAS

Esta sección contiene una lista de las publicaciones que se han tomado como referencia para la elaboración de esta norma, y que en un momento determinado deben consultarse para una mejor comprensión de los procedimientos a seguir para la prueba de los Generadores de Vapor.

Dentro de estas publicaciones cabe hacer mención por su importancia a las siguientes normas:

- a) DIN 1952 (Mediciones de Flujo)
- b) DIN 51701 (Combustibles sólidos)
- c) DIN 51850 (Combustibles gaseosos)
- d) DIN 51853 (Muestras y pruebas de combustibles gaseosos)
- e) DIN 51900 (Pruebas de combustibles sólidos y líquidos)
- f) DIN 1301 (Unidades y definiciones)
- g) DIN 1304 (Simbología general)
- h) DIN 16005 (Mediciones de presión)
- i) DIN 43760 (Mediciones de Temperatura).

5.3 SIMBOLOGIA, UNIDADES Y VALORES NUMERICOS

Esta sección contiene una lista de la simbología empleada en la norma

DIN 1942, con su definición y unidades de medición de cada una de estas variables. Asimismo, esta sección se complementa con la tabla 5.1, que contiene los valores de las constantes principales que se emplean durante los cálculos de la eficiencia de los Generadores de Vapor.

El sistema de unidades empleado en esta norma es el Sistema Internacional.

Definiciones	Símbolo	Valor numérico y unidades
Calor latente del vapor a 25 °C	r_o	2442.5 kJ/kg
Calor específico del vapor de agua entre 25 y 150 °C	$C_{Pm,U}$	1.884 kJ/kg K
Calor específico del aire entre 25 y 150 °C	$C_{Pm,L}$	1.011 kJ/kg K
Calor específico de partículas arrastradas en gases de combustión	C_F	0.84 kJ/kg K
Calor específico de escorias para hogar inferior seco	C_S	1.00 kJ/kg K
para hogar con salida de escorias		1.26 kJ/kg K
Poder calorífico neto del CO	H_{Uco}	10.115 MJ/kg
Poder calorífico neto de materia no quemada para carbón bituminoso	$H_{u,u}$	33.0 MJ/kg
para carbón café		27.2 MJ/kg
Constante de los gases para el CO		0.296 kJ/kg K

Tabla 5.1. Valores numéricos de algunas de las constantes empleadas en la norma DIN 1942.

5.4 CONSIDERACIONES GENERALES.

Todas las influencias externas se consideran conocidas, tales como:

- a) Propiedades del combustible (composición y poder calorífico neto)
- b) Propiedades del agua de alimentación y agua de atemperación (presión, temperatura, calidad)
- c) Condiciones de operación (presión y temperatura)
- d) Flujo másico del vapor recalentado
- e) Temperatura del aire
- f) Condiciones ambientales
- g) Variables de estado y propiedades aplicadas a los límites del sistema.

5.4.1 Objetivo

El objetivo de la prueba de aceptación es poder comprobar que las condiciones de garantía se cumplen. Tales garantías son esencialmente:

- a) El calor máximo efectivo o vapor generado
- b) Las condiciones de la generación y vapor recalentado (presión y temperatura)
- c) La eficiencia o pérdidas individuales, o temperatura de gases de combustión, respectivamente

Asimismo, el objetivo de las pruebas puede ser conocer:

- a) La eficiencia o pérdidas individuales, para un combustible en particular a cargas parciales.
- b) Las condiciones del vapor, para un combustible en particular a cargas parciales.
- c) Las pérdidas de presión en el Generador de Vapor, aire de combustión y flujo de gases de escape.
- d) El coeficiente de exceso de aire.

- e) Cantidad máxima de agua atemperación en el recalentador.
- f) La energía requerida para la operación de los auxiliares.
- g) La calidad del vapor.

Cuando se requiere la determinación de la eficiencia global de una planta, deben medirse además las siguientes variables: presión y temperatura del agua y vapor; presión, temperatura y velocidad del aire; presión, temperatura, velocidad y composición de los gases de combustión. Estas mediciones se deben hacer en varios puntos a lo largo de sus respectivos recorridos.

5.4.2 Condiciones de prueba

La eficiencia de un Generador de Vapor puede ser determinada por medio de dos métodos:

Método directo: La eficiencia es determinada con la relación entre la cantidad de energía que es absorbida por un fluido, con respecto a energía que es suministrada en el mismo periodo de tiempo al Generador de Vapor por el combustible, aire, etc.

Método indirecto: La eficiencia es determinada de las pérdidas en el Generador de Vapor.

Es recomendable que también se determinen las pérdidas más importantes para el método directo.

En principio, ambos métodos son equivalentes. En la decisión sobre la selección de cualquiera de ambos métodos, se deben considerar: facilidades existentes en la planta y la tolerancia de las mediciones.

Sin embargo, si la cantidad de combustible y su poder calorífico neto pueden ser determinados con suficiente precisión, es recomendable emplear el método directo por ser más simple.

5.4.3 Condiciones de estado estable

Como los valores de las tolerancias garantizadas están referidos a condiciones de operación estables, se tendrá que asegurar para la prueba de aceptación que el Generador de Vapor está bajo estas condiciones.

El periodo requerido para obtener las condiciones de estado estable dependen principalmente del diseño del Generador de Vapor. En general, el Generador de Vapor deberá estar en operación continua y operar a la carga de prueba las últimas tres horas antes del inicio de la misma.

Este periodo puede acortarse por mutuo acuerdo entre las partes interesadas, si a través de mediciones se puede demostrar que la condición de estado estable se obtuvo con anterioridad.

Durante la prueba, se estará verificando continuamente la medición de los valores más importantes, para asegurar que se mantiene la condición de estado estable.

5.5 PRUEBAS DE LOS GENERADORES DE VAPOR

5.5.1 Duración de las pruebas

Para el método directo, es recomendable un periodo de prueba de 2 a 6 horas, dependiendo del tipo de Generador de Vapor y de los quemadores.

Para el método indirecto, generalmente de 1 a 3 horas de prueba son suficientes.

5.5.2 Condiciones al inicio y al final de las pruebas

Desde el inicio y hasta el final de la prueba, deben mantenerse constantes las siguientes condiciones:

- a) Nivel de agua y presión de vapor
- b) Flujo de agua de alimentación
- c) Flujo de vapor
- d) Condiciones de combustión

5.5.3 Frecuencia de las lecturas.

Se recomiendan las siguientes frecuencias para las lecturas: 3 minutos para mediciones de flujo, 5 minutos para análisis de gases de combustión, 10 minutos para mediciones de presión y temperatura, y 15 minutos para toma de muestras.

5.5.4 Consideraciones adicionales

Para la determinación de la eficiencia por el método directo, debe asegurarse que no existan fugas en las líneas, bloqueos o cualquier otro flujo secundario que pueda causar errores en las mediciones de flujo. No deben realizarse purgas o desmineralizaciones durante la prueba, y si esto no es posible, el flujo de agua de purga deberá determinarse y el calor absorbido por el agua de purga agregarse a la salida efectiva del Generador de Vapor.

5.5.5 Variaciones permitidas.

Las variaciones permitidas en la producción del vapor durante la prueba, no deben exceder de ± 4 a 10 %, de los valores de prueba establecidos, tal y como se muestra en la figura 5.2. Con respecto a

la variación máxima permitida en las presiones del vapor y agua de alimentación, estos se obtienen de la figura 5.3. Si los límites de variación permitidos son excedidos durante la prueba, esta se rechazara.

5.6 APARATOS DE MEDICION

En esta sección se incluyen los aspectos referentes a los aparatos de medición, con algunas recomendaciones acerca de las características de los instrumentos más adecuados para las mediciones que se necesitan realizar.

Los instrumentos considerados en esta sección, son los necesarios para medir los siguientes parámetros:

- a) Temperaturas
- b) Flujos
- c) Densidad
- d) Características de los combustibles
- e) Toma de muestras del combustible
- f) Composición de los gases de combustión
- g) Energía eléctrica

La medición de cada uno está regido por las normas correspondientes a medición.

5.7 BALANCE DE ENERGIA

5.7.1 Límites del sistema

La condición más importante para el cálculo de la eficiencia, es fijar los límites a los que se extenderá el balance de energía, para

establecer que equipos se tomarán en cuenta, como se muestra en figura 5.1.

Por un lado, el límite del sistema será idéntico con el límite señalado en la figura 5.1 eso hará posible medir claramente los flujos de energía más importantes. Pero si la medición dentro de los límites propuestos no es posible, el límite del sistema puede moverse a una sección de medición más factible.

5.7.2 Límite del sistema normal del Generador de Vapor

El límite del sistema normal del Generador de Vapor, comprende en su totalidad:

- a) El sistema agua/vapor
- b) Bombas de recirculación (en caso de existir estas)
- c) Los quemadores (incluyendo la planta de pulverizado, en el caso de quemadores de carbón pulverizado)
- d) El ventilador de recirculación de gases y los calentadores.

No se incluyen en el sistema:

- a) Los precalentadores de combustible
- b) El precipitador electrostático
- c) Los ventiladores de tiro forzado e inducido.

5.7.3 Otros límites del sistema

En algunos casos, debido a los requerimientos de las mediciones, condiciones de la garantía u otras razones, es necesario aplicar otros límites al sistema del Generador de Vapor diferentes al normal; en estos se incluyen o excluyen algunos equipos. Los límites más frecuentemente aceptados son los siguientes:

5.7.3.1 Sistema sin precalentador de vapor

En este sistema, la única diferencia con el normal, es el hecho de que no está incluido el precalentador de vapor. Este sistema corresponde exactamente con el sistema que marca la norma ASME PTC 4.1.

5.7.3.2 Sistema con Ventilador de tiro forzado

Cuando no es posible o conveniente medir en la sección localizada entre el ventilador de tiro forzado y el calentador de aire, se incluye la energía equivalente de la potencia en la flecha del ventilador de tiro forzado dentro de las energías suministradas.

5.7.3.3 Sistema con separador de polvo o separador de polvo y ventilador de tiro inducido.

Cuando no es posible la medición de gases de combustión adelante del ducto del separador de polvo o arriba del ventilador de tiro inducido, se emplea éste sistema; la energía del precipitador electrostático y las pérdidas de calor del separador de polvo, o además la potencia en la flecha del ventilador de tiro inducido, deben tomarse en consideración.

5.7.3.4 Casos especiales

Para tipos especiales de Generadores de Vapor, los límites del sistema pueden estar fuera de alcance de esta norma. En tales casos, los límites serán establecidos al tiempo de preparar la garantía del contrato de suministro.

5.7.4 TEMPERATURA DE REFERENCIA.

Para el cálculo de las energías suministradas y entregadas del Generador de Vapor, es necesario establecer un nivel de temperatura de referencia. Esta temperatura generalmente se toma igual a 25 °C.

5.7.5 ENERGIA SUMINISTRADA Y ENTREGADA.

5.7.5.1 Energía util entregada

La energía útil Q_N es el flujo de energía total transmitido al agua y vapor respectivamente, dentro del Generador de Vapor, incluyendo la entalpía del flujo de agua de purga, a menos que se acuerde lo contrario.

En esta norma se hace referencia a flujos de energía suministrados, pero se debe tener presente que en realidad se trata de flujos térmicos.

$$Q_N = Q_D + Q_{ZI} + Q_{ZII} + Q_{Ab} \quad (52)$$

Q_N	:	Energía util	[kJ/s]
Q_D	:	Energía transmitida en la parte de alta presión	[kJ/s]
Q_{ZI}	:	Energía transmitida en el recalentador I	[kJ/s]
Q_{ZII}	:	Energía transmitida en el recalentador II	[kJ/s]
Q_{Ab}	:	Energía transmitida al agua de purga	[kJ/s]

o bien :

$$\begin{aligned}
Q_N = & m_D (h_D - h_{SP}) + m_{E,D} (h_{SP} - h_{E,D}) + m_{ZII} (h_{ZII2} - h_{ZII1}) + \\
& + m_{E,ZI} (h_{ZII2} - h_{E,ZI}) + m_{ZIII} (h_{ZIII2} - h_{ZIII1}) + \\
& + m_{E,ZII} (h_{ZIII2} - h_{E,ZII}) + m_{Ab} (h_{Ab} - h_{SP}) \quad (53)
\end{aligned}$$

- m_D : Flujo de vapor producido a la salida del sobrecalentador [kg/s]
 m_{ZII} : Flujo de vapor recalentado a la entrada del recalentador I [kg/s]
 m_{ZIII} : Flujo de vapor recalentado a la entrada del recalentador II [kg/s]
 $m_{E,D}$: Flujo de agua de atemperación para el vapor producido en la zona de alta presión [kg/s]
 $m_{E,ZI}$: Flujo de agua de atemperación al recalentador I [kg/s]
 $m_{E,ZII}$: Flujo de agua de atemperación al recalentador II [kg/s]
 m_{Ab} : Flujo de agua de purga durante el periodo de prueba [kg/s]
 h_{SP} : Entalpia del agua de alimentación [kJ/kg]
 h_D : Entalpia del vapor a la salida de la parte de alta presión [kJ/kg]
 $h_{E,D}$: Entalpia del agua de atemperación que entra al sobrecalentador [kJ/kg]
 h_{Ab} : Entalpia del agua de purga [kJ/kg]
 h_{ZII2} : Entalpia del vapor a la salida del recalentador I [kJ/kg]
 h_{ZII1} : Entalpia del vapor a la entrada del recalentador I [kJ/kg]
 h_{ZIII2} : Entalpia del vapor a la salida del recalentador II [kJ/kg]
 h_{ZIII1} : Entalpia del vapor a la entrada del recalentador II [kJ/kg]

$h_{E,ZI}$: Entalpia del agua de atemperación para el recalentador I
[kJ/kg]

$h_{E,ZII}$: Entalpia del agua de atemperación para el recalentador II
[kJ/kg]

5.7.6 Energía suministrada relacionada con el flujo de combustible quemado.

A este grupo pertenece la energía del combustible (cuando se quema un solo combustible), de los medios de atomización (vapor, aire) y el aire para combustión.

$$Q_{Z,B} = m_B [(H_{u,B} + \Delta h_B + \mu_{ZD} \Delta h_{ZD}) (1 - \ell'_U) + \Delta J_{L,B}] = m_B H_{Uges} \quad (54)$$

$Q_{Z,B}$: Energía suministrada relacionada al flujo de combustible
[kJ/s]

m_B : Flujo de combustible
[kg/s]

$H_{u,B}$: Poder calorifico del combustible a la temperatura de referencia
[kJ/kg]

Δh_B : Diferencia de entalpia del precalentamiento del combustible
[kJ/kg c]

$$\Delta h_B = h_B - h_{B,b} = C_B (t_B - t_b) \quad (55)$$

h_B : Entalpia especifica del combustible a las condiciones de entrada al quemador
[kJ/kg c]

$h_{B,b}$: Entalpia especifica del combustible a la temperatura de referencia
[kJ/kg c]

C_B : Calor especifico del combustible
[kJ/(kg K)]

- t_b : Temperatura del combustible a la entrada al quemador [°C]
 t_b : Temperatura de referencia [°C]
 μ_{ZD} : Relación de vapor ó aire de atomización-combustible [kg/kg c]
 Δh_{ZD} : Diferencia de entalpia del vapor de atomización [kJ/kg]

$$\Delta h_{ZD} = h_{ZD}^* - h_{ZD,b}^* = (h_{ZD} - r_o) - C_{P,D} t_b \quad (56)$$

- Δh_{ZD}^* : Entalpia del vapor de atomización con respecto a un nivel de referencia de 0 °C [kJ/kg]

El valor de H_{Uges} , se determina apartir de la ecuación 56, de donde se tiene que:

$$H_{Uges} = (H_{U,B} + \Delta h_B + \mu_{ZD} \Delta h_{ZD}) (1 - \ell'_U) + \Delta J_{L,B} \quad (57)$$

- H_{Uges} : Poder calorífico equivalente total del combustible [kJ/kg]

$$\Delta h_{ZD}^* = h_{ZD} - r_o \quad (58)$$

- h_{ZD} : Entalpia del vapor de acuerdo con las tablas de vapor [kJ/kg]
 r_o : Calor latente a 0 °C [kJ/kg]

$$h_{ZD,b}^* = C_{P,D} t_b \quad (59)$$

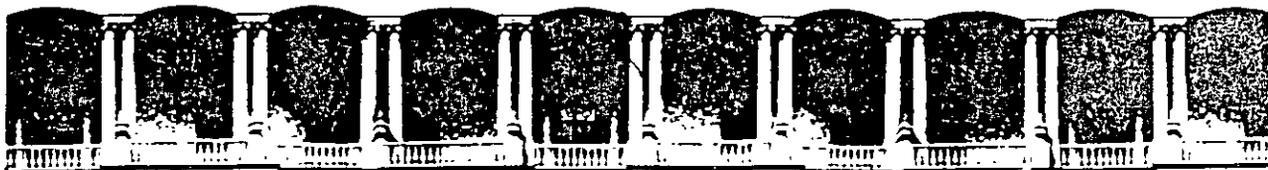
CAPITULO VI

ANALISIS COMPARATIVO DE LAS NORMAS ASME PTC 4.1 Y DIN 1942

En este capítulo se realiza un análisis comparativo entre las normas ASME PTC 4.1 y DIN 1942, señalando las principales diferencias existentes entre ambas, tanto en equipos, suministros de calor y pérdidas, y en general, en los criterios considerados.

La comparación entre las normas se presenta en forma de tablas, para apreciar mejor las diferencias señaladas.

Característica	Norma ASME PTC 4.1	Norma DIN 1942
1. Método para la determinación de la eficiencia.	Métodos directo y de pérdidas de calor	Métodos directo e Indirecto (de pérdidas de calor)
2. Sistema de Unidades	Sistema Inglés. Los calores suministrados y perdidos están en: (Btu/lb).	Sistema Internacional. Se hace referencia a suministros y pérdidas de flujos de energía (debe tenerse presente que en realidad son flujos térmicos), se expresan en: (kJ/s).
3. Frecuencias de tiempo recomendadas para tomar lecturas.	Se recomienda tomar lecturas a intervalos regulares de 15 min., a menos de que existan problemas para mantener las condiciones de operación estables	Se recomienda dependiendo de la variable a medir intervalos de: 3 min. para flujos 5 min. para análisis de gases 10 min. para presiones y temperaturas 15 min. para toma de muestras



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS
ABIERTOS**

**DIPLOMADO EN INGENIERÍA DE CALDERAS Y RECIPIENTES
SUJETOS A PRESIÓN**

MODULO II: INGENIERÍA DE CALDERAS

TEMA:

**ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS NORMAS
ASME PTC 4. 1 Y DIN 1992**

**EXPOSITOR: ING. JORGE IZAGUIRRE MONTIEL
JUNIO 1997**

CAPITULO VI

ANALISIS COMPARATIVO DE LAS NORMAS ASME PTC 4.1 Y DIN 1942

En este capítulo se realiza un análisis comparativo entre las normas ASME PTC 4.1 y DIN 1942, señalando las principales diferencias existentes entre ambas, tanto en equipos, suministros de calor y pérdidas, y en general, en los criterios considerados.

La comparación entre las normas se presenta en forma de tablas, para apreciar mejor las diferencias señaladas.

Característica	Norma ASME PTC 4.1	Norma DIN 1942
1. Método para la determinación de la eficiencia.	Métodos directo y de pérdidas de calor	Métodos directo e Indirecto (de pérdidas de calor)
2. Sistema de Unidades	Sistema Inglés. Los calores suministrados y perdidos están en: (Btu/lb).	Sistema Internacional. Se hace referencia a suministros y pérdidas de flujos de energía (debe tenerse presente que en realidad son flujos térmicos), se expresan en: (kJ/s).
3. Frecuencias de tiempo recomendadas para tomar lecturas.	Se recomienda tomar lecturas a intervalos regulares de 15 min., a menos de que existan problemas para mantener las condiciones de operación estables	Se recomienda dependiendo de la variable a medir intervalos de: 3 min. para flujos 5 min. para análisis de gases 10 min. para presiones y temperaturas 15 min. para toma de muestras

Característica	Norma ASME PTC 4.1	Norma DIN 1942
4. Variables a medir para la aplicación del método directo	<ul style="list-style-type: none"> a) Poder calorífico superior del combustible b) Flujo de combustible c) Humedad del combustible d) Flujo de aire para la combustión e) Temperatura del aire para la combustión f) Flujo de vapor generado g) Temperatura del vapor generado h) Presión del vapor generado i) Flujo del agua de alimentación j) Temperatura del agua de alimentación k) Presión del agua de alimentación. 	<ul style="list-style-type: none"> a) Poder calorífico inferior del combustible. b) Flujo de combustible c) Humedad del combustible d) Temperatura del combustible y aire para la combustión e) Flujo de vapor generado f) Temperatura del vapor generado g) Presión del vapor generado h) Flujo del agua de alimentación i) Temperatura del agua de alimentación j) Presión del agua de alimentación k) Análisis de gases de combustión l) Presiones, temperaturas y flujos para operar auxiliares m) Flujos de vapor de extracción

Característica	Norma ASME PTC 4.1	Norma DIN 1942
5. Variables a medir para la aplicación del método de pérdidas.	<ul style="list-style-type: none"> a) Poder calorífico superior del combustible. b) Flujo de combustible c) Temperatura del combustible. d) Análisis elemental del combustible. e) Flujo, presión y temperatura del vapor de atomización. f) Flujo de aire para la combustión. g) Temperatura del aire para la combustión. h) Humedad del aire para la combustión. i) Flujo del vapor generado. j) Temperatura del vapor generado. k) Presión del vapor generado. l) Flujo del agua de alimentación. m) Temperatura del agua de alimentación. n) Presión del agua de alimentación. o) Flujo, presión y temperatura del agua de atemperación. p) Análisis de los gases de combustión. p) Temperatura de los gases de combustión. 	<ul style="list-style-type: none"> a) Poder calorífico inferior del combustible. b) Flujo de combustible c) Temperatura del combustible d) Análisis elemental del combustible. e) Flujo, presión y temperatura de los medios de atomización. f) Temperatura del aire para la combustión. g) Flujo del vapor generado h) Temperatura del vapor generado i) Presión del vapor generado j) Flujo del agua de alimentación k) Temperatura del agua de alimentación. l) Presión del agua de alimentación. m) Flujo, presión y temperatura del agua de atemperación. n) Análisis de los gases de combustión. o) Temperatura de los gases de combustión.

Característica	Norma ASME PTC 4.1	Norma DIN 1942
	<p>q) Combustible sin quemar arrastrado en los gases de combustión.</p> <p>r) Combustible sin quemar en los colectores de polvo</p> <p>s) Combustible sin quemar en escorias</p> <p>r) Combustible rechazado en el pulverizador de carbón.</p> <p>t) Temperatura presión, y flujo de vapor para operar auxiliares.</p> <p>u) Potencia eléctrica para operar auxiliares.</p>	<p>p) Porción de materia no quemada en escorias</p> <p>q) Temperatura y flujo de escorias</p> <p>r) Energía para operar auxiliares</p> <p>s) Inquemados en cenizas</p> <p>t) Temperatura y flujo de cenizas</p> <p>u) Temperatura y flujo de partículas arrastradas en cenizas</p> <p>v) Poder calorífico, temperatura, análisis y flujo de combustible secundario.</p> <p>w) Presión, temperatura y flujo de vapor al precalentador de vapor.</p> <p>x) Temperatura de entrada y salida así como flujo de agua de enfriamiento</p>

Característica	Norma ASME PTC 4.1	Norma DIN 1942
6. Duración de las pruebas	<p>Dependen del tipo de Generador de Vapor:</p> <p>a) Para unidades que emplean pulverizadores de carbón, con el método directo, no menos de 4 hrs.</p> <p>b) Para unidades con alimentadores mecánicos puede durar hasta 24 hrs., pero no menos de 10 hrs.</p> <p>c) Para unidades que que man combustibles líquidos o gaseosos no menos de 4 hrs. para ambos métodos.</p> <p>d) Con el método de pérdidas, la duración no debe ser menor a 4 hrs.</p>	<p>Con el método directo varia dependiendo del tipo de unidad desde 2 hasta 6 hrs.</p> <p>Con el método indirecto varia desde 1 a 3 hrs.</p>
7. - Calores Suministrados	<p>a) Poder calorífico del combustible.</p> <p>b) Calor suministrado al aire por los calentadores.</p> <p>c) Calor suministrado por el vapor de atomización (fuente externa).</p> <p>d) Calor sensible del combustible.</p> <p>e) Calor sensible de la humedad que entra del aire.</p>	<p>a) Poder calorífico del combustible principal y secundario (cuando se queman dos combustibles).</p> <p>b) Energía suministrada de los medios de atomización.</p> <p>c) Energía suministrada con el aire para la combustión.</p>

Característica	Norma ASME PTC 4.1	Norma DIN 1942
	m) Pérdidas por el agua de enfriamiento	f) Otras pérdidas
9. Equipos auxiliares considerados	a) Ventilador de recirculación de gases. b) Bomba de recirculación. c) Precalentador de aire. d) Pulverizador.	a) Ventilador de recirculación de gases. b) Bomba de recirculación. c) Precalentador de aire. d) Pulverizador. Los límites del sistema se pueden mover para incluir otros auxiliares, que en la norma ASME se consideran fuera de su alcance, tales equipos son: e) Ventilador de tiro forzado f) Ventilador de tiro inducido. g) Separador de polvo.
10. Temperatura de referencia	Se considera a 59 F (15 °C)	Se considera a 25 °C (77 F)
11. Productos de la combustión.	La determinación de los productos de la combustión se hace a través del análisis de laboratorio.	No se requiere de un análisis de laboratorio tan completo, para determinar las cantidades de todos los productos de la combustión, ya que algunos se calculan mediante ecuaciones (capítulo V, sección 5.7.8.6).

Característica	Norma ASME PTC 4.1	Norma DIN 1942
12. Poder calorífico del combustible.	Se emplea el poder calorífico superior, corregido por el contenido de humedad del combustible.	Se emplea el poder calorífico inferior, a partir del cual se determina un poder calorífico equivalente total, que toma en consideración el precalentamiento del combustible y al vapor o aire de atomización.
13. Variaciones permitidas de las condiciones de prueba.	No se especifica ningún valor en particular, por lo que queda sujeto a criterio.	Dependiendo de la variable a medir, se consideran ciertos límites aceptables. Para flujo de vapor la variación permitida es de ± 4 a 10%. Para presiones se considera del ± 2 a 4%.
14. Pérdidas por radiación	Están en función de la cantidad de calor generado y del número de paredes enfriadas. El valor de estas pérdidas puede ir desde .1 a 20%.	Las pérdidas se establecen en función del calor útil y el tipo de combustible empleado. El valor de las pérdidas se encuentra comprendido entre los valores de .1 a 5%. En la suma total de las pérdidas, no se incluyen las debidas a radiación, sino que el término pérdidas totales, solo involucra a las debidas directamente por la combustión. Las pérdidas no relacionadas con el combustible, se incluyen y tratan por separado, tal y como se observa en la ecuación para el cálculo de la eficiencia por el método indirecto.

Características	Norma ASME PTC 4.1	Norma DIN 1942
15. Calor específico de los gases de combustión	Esta en función de la temperatura de los gases de la relación carbono/hidrógeno del combustible y del porcentaje de bioxido de carbono en los gases.	Es función de la temperatura de los gases de combustión y del contenido de humedad y de bioxido de carbono en los gases.

Apartir del análisis comparativo que se efectuó entre las norma ASME PTC 4.1 y DIN 1942, se encontraron diferencias muy importantes a tomar en cuenta, ya que éstas finalmente van a influir en los cálculos realizados. Entre las diferencias más importantes que se pueden destacar se tienen:

- Variables a medir
- Pérdidas consideradas
- Equipos auxiliares considerados
- Temperatura de referencia
- Tiempos de duración de las pruebas
- Poderes caloríficos empleados
- Factor de pérdidas por radiación

De los factores mencionados, los que influyen de manera mas directa en los cálculos de las pérdidas y eficiencia, son: temperatura de referencia, poder calorífico y factor de pérdidas por radiación. También se debe mencionar que la norma DIN 1942, solo considera las pérdidas más importantes, pero permite tomar en cuenta mayor número de equipos auxiliares.

CAPITULO VII

CASOS DE ESTUDIO

En este capítulo, se analiza la diferencia en el cálculo de la eficiencia de los Generadores de Vapor, empleando las normas ASME PTC 4.1 y DIN 1942.

Para este cálculo, se tomaron los mismos datos de prueba de un Generador de Vapor (como se observa en las hojas de datos), pero aplicando en cada caso las condiciones que se señalan en la norma respectiva. El cálculo de las pérdidas y eficiencias, se realizó con los programas de cómputo NASME y NDIN, elaborados para las normas ASME PTC 4.1 y DIN 1942 respectivamente.

Se presentan dos casos de estudio, el primero corresponde a un Generador de Vapor que quema combustóleo, y el otro, para el caso cuando se emplea carbón como combustible.

Datos para el calculo de la eficiencia y pérdidas de calor en los Generadores de Vapor de acuerdo a la norma ASME PTC 4.1

Datos de la prueba	(CASO I) COMBUSTOLEO	(CASO II) CARBON
Fecha :	17/12/70	29/10/70
Duración :	10-13 Hrs	8-12 Hrs
Porcentaje de carga :	60%	100%
Características del Generador de Vapor (sistema inglés de unidades)		
Tipo de Generador de Vapor	Radiante Vertical	Benson
Año de construcción	1970	1968
No de identificación	4712	4711
Presión de diseño		
Presión máxima de operación		
Capacidad nominal de Generación de Vapor		
Capacidad máxima de Generación de Vapor		
Combustible	Combustóleo	Carbón
Arreglo de quemadores	Frontales	Pulverizador de carbón
Observaciones		

Datos para el calculo de la eficiencia y perdidas de calor en los
Generadores de Vapor de acuerdo a la norma ASME PTC 4.1

Datos de la prueba				
Presión Barométrica	PA	14.59	14.43	psi
Temperatura Ambiente	TAMB	32.36	58.64	F
Combustible				
Contenido de Carbono	C	86.20	23.23	%
Contenido de Hidrogeno	H	11.30	1.67	%
Contenido de Oxigeno	O	0.30	4.62	%
Contenido de Nitrogeno	N	0.10	4.02	%
Contenido de Azufre	S	1.80	0.76	%
Contenido d Cenizas	A	0.00	5.80	%
Contenido de Humedad	MF	0.30	59.90	%
Calor Especifico	CPF	0.51	0.30	Btu/lb F
Poder calorifico superior	HF1	18000.00	3353.00	Btu/lb
Poder calorifico inferior	HF2	17738.61	3160.79	Btu/lb
Consumo de combustible	WFE	4669.12	421546.00	lb/hr
Temperatura	TF	246.20	53.60	F
Vapor de Atomizacion				
Flujo de Vapor	WZE	280.16		lb/hr
Temperatura	TZ	496.40		F
Presión	PZ	155.19		psi
Condiciones del aire para la combustión				
Temperatura del aire	TA7	64.400	82.040	F
Calor Especifico del aire	CPA	0.233	0.238	Btu/lb
Humedad del aire para la combustión	WMA	0.003	0.004	lb/lb _a

Datos para el calculo de la eficiencia y perdidas de calor en los Generadores de Vapor de acuerdo a la norma ASME PTC 4.1

Condiciones de generación				
Flujo de vapor a la salida del sobrecalentador.	WSE32	68802.73	1000016.66	lb/hr
Temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador.	T32	928.40	985.28	F
Presión del vapor a la salida del sobrecalentador.	P32	880.37	2359.76	psi
Calor específico vapor que sale del sobrecalentador.	CPS	0.50	0.50	Btu/lb
Condiciones de atemperación al sobrecalentador				
Flujo de agua de atemperación al sobrecalentador	WWE25	0.00	126033.84	lb/hr
Presión del agua de atemperación	PW25		2802.12	psi
Temperatura el agua de atemperación	TW25		456.08	F
Condiciones del agua de alimentación				
Flujo del agua de alimentación	WE24	66802.73	873824.08	lb/hr
Presión del agua de alimentación	P24	912.28	2802.12	Psi
Temperatura del agua de alimentación	T24	320.00	456.08	F
Condiciones del vapor recalentado				
Flujo de vapor recalentado	WS34	0.00	66270.94	lb/hr
Presión del vapor recalentado	P34		459.76	psi
Temperatura del vapor recalentado	T34		985.64	F

Datos para el calculo de la eficiencia y perdidas de calor en los Generadores de Vapor de acuerdo a la norma ASME PTC 4.1

Flujo de vapor a la entrada del recalentador	WSE33	933745.71	lb/hr
Temperatura del vapor a la entrada al recalentador	T33	576.86	F
Presión del vapor a la entrada del recalentador	P33	480.51	psi
Condiciones de atemperación al recalentador			
Flujo de agua de atemperación al recalentador	WS26	0.00 20159.066	lb/hr
Temperatura del agua de atemperación al recalentador	TW26	302.40	F
Presión del agua de atemperación al recalentador	PW26	1168.56	psi
Gases de Combustión			
Contenido de CO2	CO2	13.81 13.00	%
Contenido de O2	O2	2.06 0.00	%
Contenido de CO	CO	0.01 0.01	%
Contenido de H2	H2	0.00 0.00	%
Contenido de SO2	SO2	0.00 0.00	%
Temperatura de Gases de combustión	TG	271.40 316.04	F
Calor específico de gases de combustión	CPG	0.24 0.24	Btu/lb F
Contenido de hidrocarburos en gases de combustión.	HC	0.00 0.00	%
Peso molecular de hidrocarburos	MHC		lb/mol

Datos para el calculo de la eficiencia y perdidas de calor en los
Generadores de Vapor de acuerdo a la norma ASME PTC 4.1

Relacion H ₂ /gases de combustion	MSG1	0.00	0.00	%
Relacion hidrocarburos/ gases de combustion	MSGII			%
Poder calorifico de los hidrocarburos no quemados	KUHC			Btu/ft ³
Condiciones de escorias en el cenicero				
Porcentaje de escorias en el cenicero	P	0.00	0.00	%
Peso especifico de escorias	SWR			lb/ft ³
Calor especifico de escorias	CPP			Btu/lb F
Flujo del agua suministrada al cenicero.	WW38	0.00	0.00	lb/hr
Temperatura del agua a la entrada del cenicero.	TW38			F
Temperatura del agua que sale del cenicero.	TW39			F
Presión del agua que sale del cenicero.	PW39			psi
Peso especifico del agua al cenicero.	SWW			lb/ft ³
Flujo de escorias humedas	WPE			lb/lb _c
Flujo de residuos en gases de combustion				
Particulas arrastradas en punto de muestreo	WDE	0.00	0.00	lb/lb _c
Flujo de residuos	WDPE			lb/hr
Poder calorifico de residuos.	HDP			Btu/lb

Datos para el calculo de la eficiencia y perdidas de calor en los Generadores de Vapor de acuerdo a la norma ASME PTC 4.1

Condiciones del agua de purga

Flujo de agua de purga	WW35	0.00	0.00	lb/hr
Temperatura del agua de purga	TW35			F
Presión del agua de purga	PW35			psi

Equipos Auxiliares eléctricos

Potencia del Pulverizador de carbón	PPUL	0.00	33.28	kWh
Combustible perdido en el pulverizador de carbón	WRE		0.00	lb/hr
Poder calorífico combustible perdido en el pulverizador	HR			Btu/lb
Flujo de aire de atemperación al pulverizador	WA15			lb/hr
Temperatura del aire de atemperación al pulverizador	TA15			F
Potencia de la bomba de recirculación	PBR	0.00	0.00	kWh
Flujo de agua de enfriamiento (para la carcasa de la bomba)	WWE			lb/hr
Temperatura final del agua de enfriamiento (para la carcasa de la bomba)	TWO			F
Temperatura inicial del agua de enfriamiento (para la carcasa de la bomba)	TEMPW1			F

Datos para el calculo de la eficiencia y perdidas de calor en los Generadores de Vapor de acuerdo a la norma ASME PTC 4.1

Flujo del agua de inyección (al sello de la bomba)	WW47			lb/hr
Temperatura del agua de inyección (al sello de la bomba)	TW47			F
Presión del agua de inyección (al sello de la bomba)	PW47			psi
Flujo de agua de fugas (agua que sale del sello de la bomba)	WWE48			lb/hr
Temperatura del agua de fugas (agua que sale del sello de la bomba)	TW48			F
Presión del agua de fugas (agua que sale del sello de la bomba)	PW48			Psi
Potencia del Ventilador de recirculación	PVR	0.00	0.00	kWh
Potencia del precalentador de aire	PPRA	0.00	0.00	kWh
Eficiencia del pulverizador de carbón	EPUL	0.00	94.00	%
Eficiencia de la bomba de recirculación	EBR	0.00	0.00	%
Eficiencia del ventilador de recirculación	EVR	0.00	0.00	%
Eficiencia del percalentador de aire	EPRA	0.00	0.00	%

Resultados obtenidos en el cálculo de la eficiencia de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma ASME PTC 4.1

Datos de la prueba	(CASO I) COMBUSTOLEO	(CASO II) CARBON
Fecha :	17/12/70	29/10/70
Duración :	10-13 Hrs	8-12 Hrs
Porcentaje de carga :	60%	100%
Características del Generador de Vapor (sistema inglés de unidades)		
Tipo de Generador de Vapor	Radiante Vertical	Benson
Año de construcción	1970	1968
No de identificación	4712	4711
Presión de diseño		
Presión máxima de operación		
Capacidad nominal de Generación de Vapor		
Capacidad máxima de Generación de Vapor		
Combustible	Combustóleo	Carbón
Arreglo de quemadores	Frontales	Pulverizador de carbón
Observaciones		

18

Resultados obtenidos en el calculo de la eficiencia de un
Generador de Vapor, de acuerdo con la norma ASME PTC 4.1

Calores suministrados				
Calor suministrado al aire por los calentadores aire-vapor	BAE	9.59	1091.26	MBtu/lb
Calor suministrado por el vapor de atomización cuando la fuente es externa al Generador de Vapor	BZE	0.11	0.00	MBtu/lb
Calor suministrado por el calor sensible del combustible	BFE	0.44	68.29	MBtu/lb
Calor suministrado por los equipos auxiliares	BXE	0.00		MBtu/lb
Calor suministrado por el calor sensible de la humedad que entra del aire	BMAE	1.82	68.77	MBtu/lb
Calor total suministrado	BT	11.97		MBtu/lb
Pérdidas de calor				
Pérdidas debidas al carbono no quemado en los residuos totales	LUC	0.00	0.00	Btu/lb
Pérdidas debidas a los gases secos de combustión	LG	82556.01	28176.13	Btu/lb
Pérdidas debidas a la humedad del combustible quemado	LMF	379.97	70557.78	Btu/lb
Pérdidas por la humedad formada durante la combustión del H ₂	LH	127896.40	17578.33	Btu/lb
Pérdidas por la humedad en el aire	LMA	29813.58	1691.43	Btu/lb
Pérdidas debidas a la atomización con vapor	LZ	12.38	0.00	Btu/lb

Resultados obtenidos en el calculo de la eficiencia de un
Generador de Vapor, de acuerdo con la norma ASME PTC 4.1

Pérdidas por la formación de CO	LCO	633.71	181.41	Btu/lb
Pérdidas por hidrógeno no quemado	LUH	0.00	0.00	Btu/lb
Pérdidas por hidrocarburos no quemados	LUHC	0.00	0.00	Btu/lb
Pérdidas por radiación y convección de las superficies	LBET1	538.40	121.02	Btu/lb
Pérdidas debidas a la radiación al cenicero, calor sensible de escorias, y si es aplicable, el calor latente de fusión de escorias	LP	0.00	0.00	Btu/lb
Pérdidas debidas al calor sensible de partículas en los gases de combustión	LD	0.00	0.00	Btu/lb
Pérdidas de calor rechazado en el pulverizador	LR	0.00	0.00	Btu/lb
Pérdidas de calor en el agua de enfriamiento que entra al Generador de Vapor	LW	0.00	0.00	Btu/lb
Pérdidas totales	LT	241830.40	118306.10	Btu/lb
Eficiencia				
Eficiencia del Generador de Vapor por el método de pérdidas	EFIC	88.20	81.11	%
Eficiencia del Generador de Vapor por el método directo	EFIC1	84.72	79.73	%

Datos para el cálculo de la eficiencia y las pérdidas de calor de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Datos Generales	(CASO I) CONBUSTOLEO	(CASO II) CARBON
Fecha de la prueba	17/12/70	29/10/70
Duración	10-13 Hrs	8-12 Hrs
Porcentaje de carga	60 %	100 %
Características del Generador de Vapor (Sistema Internacional de Unidades)		
Tipo	Radiante Vertical	Benson
Año de construcción	1970	1968
No. de identificación	4712	4711
Presión de diseño	69 bar	210 bar
Presión máxima de operación	66 bar	
Capacidad nominal de Generación de Vapor	11 kg/s	125 kg/s
Capacidad máxima de Generación de Vapor	13.9 kg/s	139 kg/s
Arreglo de quemadores	Frontales	Pulverizador de carbón
Límites del sistema bajo los que se realizó la prueba	Normal ver Cap. V secc. 5.7.2	Con ventilador de tiro forzado Cap. V, secc. 5.7.3.2
Observaciones		

Datos para el cálculo de la eficiencia y las pérdidas de calor de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Condiciones de la prueba

Presión barométrica	PU	1.006	0.995	bar
Temperatura ambiente	TU	0.200	14.800	C
Temperatura en cuarto del Generador de Vapor	TK	17.000	21.000	C
Combustible principal				
Contenido de cenizas	A	0.000	0.058	kg/kg _c
Parte evaporada de cenizas (arrastrada por los gases de combustión)	NY	0.000	0.100	kg/kg _c
Contenido de humedad	W	0.003	0.599	kg/kg _c
Contenido de carbono	C	0.862	0.232	kg/kg _c
Contenido de hidrógeno	H	0.113	0.016	kg/kg _c
Contenido de nitrógeno	N	0.001	0.040	kg/kg _c
Contenido de oxígeno	O	0.003	0.046	kg/kg _c
Contenido de azufre	S	0.018	0.007	kg/kg _c
Otros componentes (especificar)		-	-	kg/kg _c
Flujo de combustible	MBO	0.588	53.111	kg _c /s
Poder calorífico superior	HUBS			kJ/kg _c
Poder calorífico inferior	HUB	41260.000	7352.000	kJ/kg _c
Calor específico	CB	1.750	3.100	kJ/kg _c K
Temperatura	TB	119.000	12.000	C
Vapor de atomización				
Flujo de vapor	MZD	0.035		kg/s
Cantidad de vapor de atomización específica	MYZD	0.060		kg/kg _c
Presión del vapor	PZD	10.700		bar
Temperatura del vapor	TZD	258.000		C

Datos para el cálculo de la eficiencia y las pérdidas de calor de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Condiciones del aire para la combustión				
Temperatura en los límites del sistema	TI	18.000	27.800	C
Porción aire infiltrado	XFA	0.000	0.080	kg/kg
Temperatura aire infiltrado	TFA	0.000	21.000	C
Combustible secundario				
Contenido de cenizas	A2	0.000	0.000	kg/kg _c
Parte evaporada de cenizas (arrastrada por los gases de combustión)	NY2			kg/kg _c
Contenido de humedad	W2			kg/kg _c
Contenido de carbono	C2			kg/kg _c
Contenido de hidrógeno	H2			kg/kg _c
Contenido de nitrógeno	N2			kg/kg _c
Contenido de oxígeno	O2			kg/kg _c
Contenido de azufre	S2			kg/kg _c
Flujo de combustible	MB02			kgc/s
Poder. calorífico superior	HUBS2			kJ/kg _c
Poder calorífico inferior	HUB2			kJ/kg _c
Calor específico	CB2			kJ/kg _c K
Temperatura	TB2			C
Vapor de atomización				
Flujo de vapor	MZD2			kg/s
Cantidad de vapor de atomización específica	MYZD2			kg/kg _c
Presión del vapor	PZD2			bar
Temperatura del vapor	TZD2			C

Datos para el cálculo de la eficiencia y las pérdidas de calor de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Condiciones del aire para la combustión				
Temperatura en los límites del sistema	TI2			C
Porción aire infiltrado	XFA2			kg/kg
Temperatura aire infiltrado	TFA2			C
Condiciones de Vapor Generado				
Flujo de Vapor	MD	8.669	126.000	kg/s
Presión del vapor	PD	60.700	162.700	bar
Temperatura del Vapor	TD	498.000	529.600	C
Condiciones del agua de alimentación				
Flujo de agua de alimentación	MSP	8.669	110.100	kg/s
Presión del agua alimentación	PSP	62.900	193.200	bar
Temperatura del agua de alimentación	TSP	160.000	235.600	C
Condiciones del agua de purga				
Flujo de agua de purga	MAB	0.000	0.000	kg/s
Presión de agua de purga	PAB			bar
Temperatura de agua de purga	TAB			C
Condiciones de atemperación en el sobrecalentador				
Flujo de agua de atemperación al sobrecalentador	MED	0.000	15.880	kg/s
Presión del agua de atemperación	PED		193.200	bar
Temperatura del agua de atemperación	TED		235.600	C

Datos para el cálculo de la eficiencia y las pérdidas de calor de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Condiciones del vapor en el recalentador I				
Flujo de vapor recalentado en la parte de Alta Presión	MENT1	0.000	8.350	kg/s
Flujo de vapor de entrada del recalentador I	MZ11		117.650	kg/s
Presión del vapor de entrada del recalentador I	PZ11		33.130	bar
Temperatura del vapor de entrada del recalentador I	TZ11		302.700	C
Presión del vapor a la salida del recalentador I	PZ12		31.700	kg/s
Temperatura del vapor a la salida del recalentador I	TZ12		529.800	C
Condiciones de atemperación al recalentador I				
Flujo de agua de atemperación al recalentador I	MEZ1		2.540	kg/s
Presión del agua de atemperación	PEZ1		80.570	bar
Temperatura del agua de atemperación	TEZ1		167.000	C
Condiciones del vapor en el recalentador II				
Flujo de vapor del recalentador II	MENT2	0.000	0.000	kg/s
Flujo de vapor de entrada del recalentador II	MZ21			kg/s
Presión del vapor de entrada del recalentador II	PZ21			bar

Datos para el cálculo de la eficiencia y las pérdidas de calor de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Temperatura del vapor de entrada del recalentador II	TZ21			C
Presión del vapor a la salida del recalentador II	PZ22			kg/s
Temperatura del vapor a la salida del recalentador II	TZ22			C
Condiciones de atemperación al recalentador II				
Flujo de agua de atemperación al recalentador II	MEZ2			kg/s
Presión del agua de atemperación	PEZ2			bar
Temperatura del agua de atemperación	TEZ2			C
Gases de combustión				
Contenido de CO ₂	YC02T	0.1381	0.1300	m ³ /m ³
Contenido de O ₂	YO2T	0.0206	0.0000	m ³ /m ³
Contenido de CO	YCOT	0.0001	0.0001	m ³ /m ³
Temperatura de gases de combustión	TA	133.0000	157.8000	C
Condiciones de cenizas y escorias				
Flujo de cenizas no retornadas (que salen con los gases de combustión)	MF	0.000	2.800	kg/s
Calor específico de cenizas	CF		0.835	kJ/kg K
Relación de materia no quemada en gases de combustión	UF		0.009	kg/kg

Datos para el cálculo de la eficiencia y las pérdidas de calor de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Flujo de escorias	MS	0.000	1.000	kg/s
Temperatura de escorias	TS		525.000	C
Calor específico de escorias	CS		1.004	kJ/kg K
Relación de materia no quemada en escorias	US		0.086	kg/kg
Poder calorífico neto de materia no quemada	HUU		27200.000	kJ/kg
Grado total de cenizas removidas	ETAB		0.000	%
Energía suministrada, independiente del flujo de combustible				
Potencia del motor de molinos de pulverización	PMO	0.000	1997.000	kW
Potencia del motor de bombas de recirculación	PVO	0.000	0.000	kW
Potencia de motor de ventilador de recirculación de gases	PVAO	0.000	0.000	kW
Otros equipos (especificar)	PO	0.000	1400.000	kW
Eficiencia de molinos de pulverización	ETAMO		0.940	%
Eficiencia de bomba de recirculación	ETAVO		0.000	%
Eficiencia del ventilador de recirculación de gases	ETAVAO		0.000	%
Eficiencia otros equipos	ETAO		0.920	%
Potencia eléctrica de separador de polvo	PEN		0.000	kW

Datos para el cálculo de la eficiencia y las pérdidas de calor de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Condiciones del vapor al precalentador de vapor
(pre-precalentador)

Flujo del vapor del precalentador de vapor	MKA	0.246	0.000	kg/s
Presión del vapor a la entrada del precalentador de vapor	PKAI	1.200		bar
Temperatura del vapor a la entrada del precalentador de vapor	TKAI	150.000		C
Temperatura del vapor a la salida del precalentador de vapor	TKA2	80.000		C
Energía entregada, independiente del flujo de combustible				
Flujo de agua de enfriamiento	MKUE	0.000	0.000	kg/s
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento	TKUE1			C
Temperatura de salida del agua de enfriamiento	TKA2			C
Pérdidas de calor del separador de polvo	QEN	0.000	0.000	kJ/s

Resultados obtenidos en el cálculo de la eficiencia de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Datos Generales	(CASO I) COMBUSTOLEU	(CASO II) CARBON
Fecha de la prueba	17/12/70	29/10/70
Duración	10-13 Hrs	8-12 Hrs
Porcentaje de carga	60 %	100 %
Características del Generador de Vapor (Sistema Internacional de Unidades)		
Tipo	Radiante Vertical	Benson
Año de construcción	1970	1968
No. de identificación	4712	4711
Presión de diseño	69 bar	210 bar
Presión máxima de operación	66 bar	
Capacidad nominal de Generación de Vapor	11 kg/s	125 kg/s
Capacidad máxima de Generación de Vapor	13.9 kg/s	139 kg/s
Arreglo de quemadores	Frontales	Pulverizador de carbón
Limites del sistema bajo los que se realizó la prueba	Normal ver Cap. V secc. 5.7.2	Con ventilador de tiro forzado Cap. V, secc. 5.7.3.2
Observaciones		

Resultados obtenidos en el cálculo de la eficiencia de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Flujo de calor transmitido en la parte de alta presión	QD	23783.000	309916.400	kJ/s
Flujo de energía útil	QN	23783.000	361917.200	kJ/s
Energía suministrada por el combustible	QZB	24316.480	395460.300	kJ/s
Energías adicionales	QZ	590.180	3165.180	kJ/s
Relación gases de combustión a combustible quemado	MYA	17.173	5.254	kg _c /kg _c
Contenido de CO ₂ en gases de combustión	XCO2	0.181	0.159	kg/kg _{gc}
Contenido de humedad en gases de combustión	XH2O	0.070	0.154	kg/kg
Calor específico de los gases de combustión	CPMA	1.049	1.122	kJ/kg K
Pérdidas por los gases de combustión	LAB	0.0470	0.1170	kJ/kJ _c
Pérdidas por combustión incompleta (CO)	LCOB	0.0003	0.0005	kJ/kJ _c
Pérdidas por escorias	LSB	0.000	0.0026	kJ/kJ _c
Pérdidas por cenizas en gases de combustión	LFB	0.000	0.000	kJ/kJ _c
Pérdidas por radiación	LSTN	0.0017	0.0048	kJ/kJ _c
Energía perdida debido a enfriamiento externo	QKUE	0.000	0.000	kJ/s
Energía perdida en el separador de polvo	QEN	0.000	0.000	kJ/s
Energía perdida no proporcional al flujo de combustible	QV	0.000	0.000	kJ/s

Resultados obtenidos en el cálculo de la eficiencia de un Generador de Vapor, de acuerdo con la norma DIN 1942.

Eficiencia del Generador de Vapor por el método de pérdidas	ETAK	0.9530	0.8748	
Pérdidas relacionadas al suministro total de energía				
Pérdidas por gases de combustión	LA	0.0459	0.1162	
Pérdidas por combustión incompleta (CO)	LCO	0.0003	0.0005	
Pérdidas debidas a escorias y cenizas en gases de combustión	LSF	0.000	0.0022	
Otras pérdidas	LV	0.000	0.000	
Pérdidas debidas a radiación	LST	0.523	0.0048	
Eficiencia del Generador de Vapor por el método directo	ETAK1	0.954	0.9079	

Se presentaron como ejemplo los cálculos para dos Generadores de Vapor, que operan con diferentes condiciones y combustibles, tratando de emplear los mismos datos para uno y otro caso, aunque respetando algunas condiciones muy específicas que señala cada norma (como es el caso de temperaturas de referencia, poder calorífico utilizado y valores obtenidos a través de graficas).

De los resultados obtenidos con el uso de los programas NASME y NDIN, se observó que los valores obtenidos de la eficiencia varían dependiendo de la norma que se aplique. Cuando se empleo la norma ASME, los valores de la eficiencia usualmente se encontraron en el rango del 80-90 %, mientras que con el uso de la norma DIN estos valores varían del 90-96 %. También se encontro que la eficiencia calculada por el método de pérdidas y el método directo en el caso de la norma ASME no es la misma, teniendo una variación del 1.5 % aproximadamente. En el caso de la norma DIN, la diferencia que existe en los valores encontrados usando el método directo o indirecto es muy pequeña y prácticamente se puede considerar que se obtiene el mismo valor.