

# CALDERAS DE VAPOR

## 1. Introducción

Una caldera o generador de vapor es un equipo que consta de diferentes elementos destinados a la producción de vapor de agua o de cualquier otra clase de vapor a partir de su fase líquida. Estos elementos son el hogar o cámara de combustión, la caldera, los sobrecalentadores de vapor, el economizador y el calentador de aire.

En el hogar, se produce la combustión de un combustible. La caldera es un intercambiador de calor en el que los gases de la combustión calientan la fase líquida hasta su transformación en vapor. El sobrecalentador calienta el vapor saturado por encima de su temperatura de saturación y, opcionalmente, el economizador precalienta el agua de alimentación de la caldera. En ciertas instalaciones de vapor, algunos calentadores se encargan de recalentar el vapor de extracción de las turbinas. Finalmente, el calentador de aire calienta el aire necesario para la combustión.

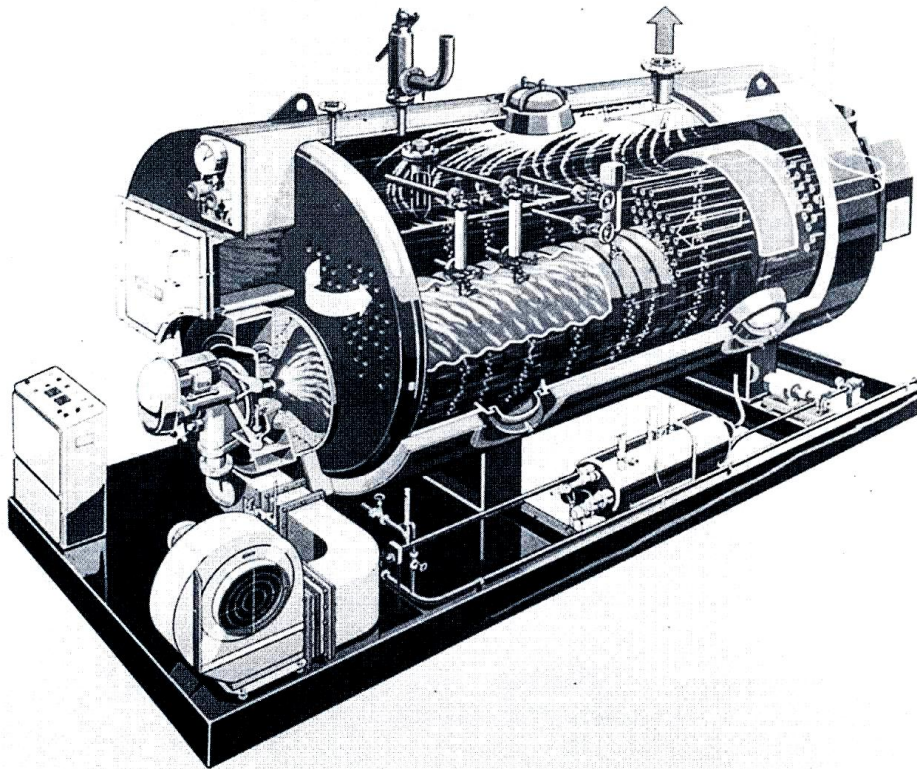
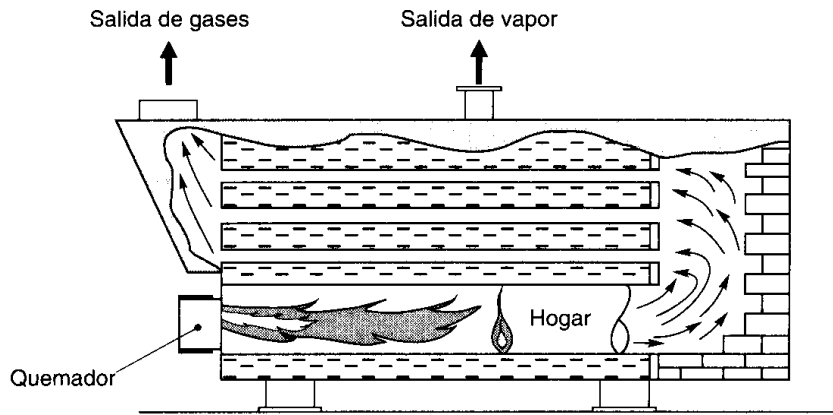
## 2. Clasificación

Las calderas se clasifican en pirotubulares y acuotubulares. Las pirotubulares (Fig. 1) son aquellas en las que los humos de la combustión circulan por el interior de los tubos y el agua, por el exterior. En general, se trata de calderas pequeñas con presiones inferiores a 20 bar. Las acuotubulares (Figs. 2 y 3) son aquellas en las que el agua circula por el interior de los tubos, son las más comunes.

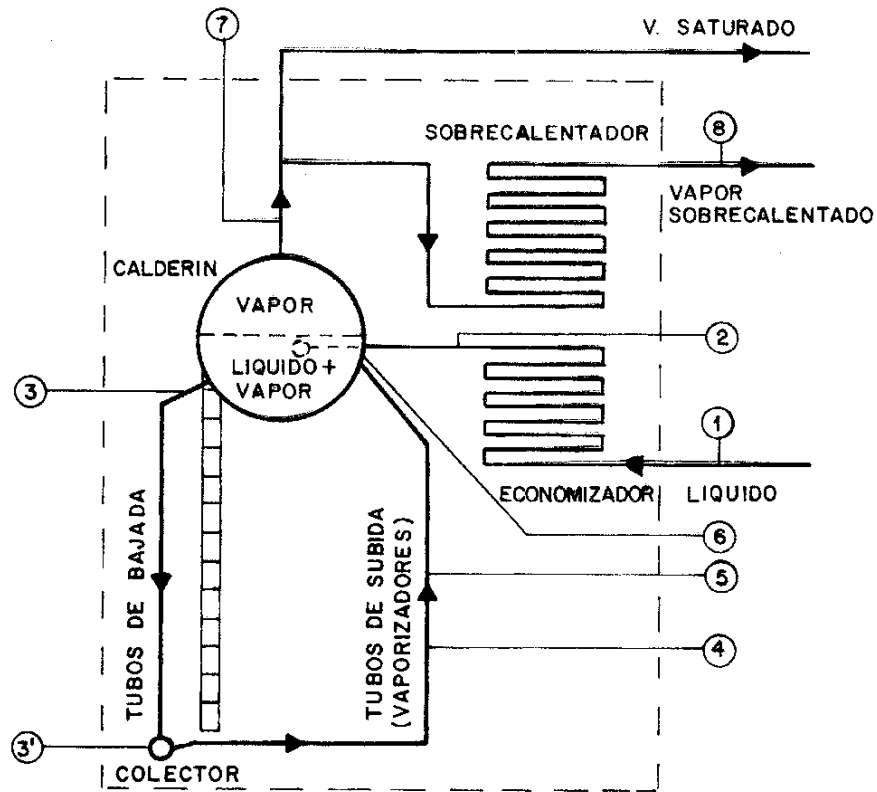
Aparte de estos criterios de clasificación, existen otros que hacen innumerables los tipos de calderas actualmente existentes. Por ejemplo:

- a) Según el combustible utilizado: calderas de gas, de gasóleo o de carbón.
  - b) Según el medio de transporte de calor: calderas de fluido térmico (FT), de agua caliente, de agua sobrecalentada (ASC), de vapor saturado o de vapor sobrecalentado.
  - c) Según la presión de trabajo: pueden ser:
    - a. Subcríticas: de baja presión ( $p \leq 20$  bar), de media presión ( $20 \leq p \leq 64$  bar); de alta presión ( $p \geq 64$  bar)
    - b. Supercríticas:  $p > 221$  bar.
  - d) Según su posición, pueden ser de pie o murales.
  - e) Según la recuperación entálpica de los humos, existen calderas con o sin recuperación entálpica.
- etc.

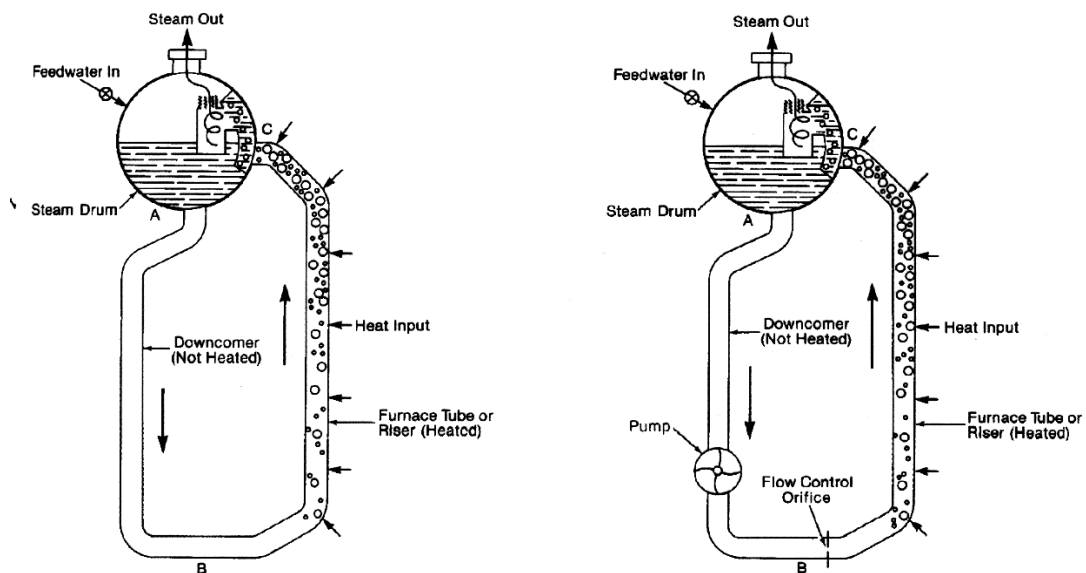
Información adicional puede encontrarse en las referencias [1, 2 y 3].

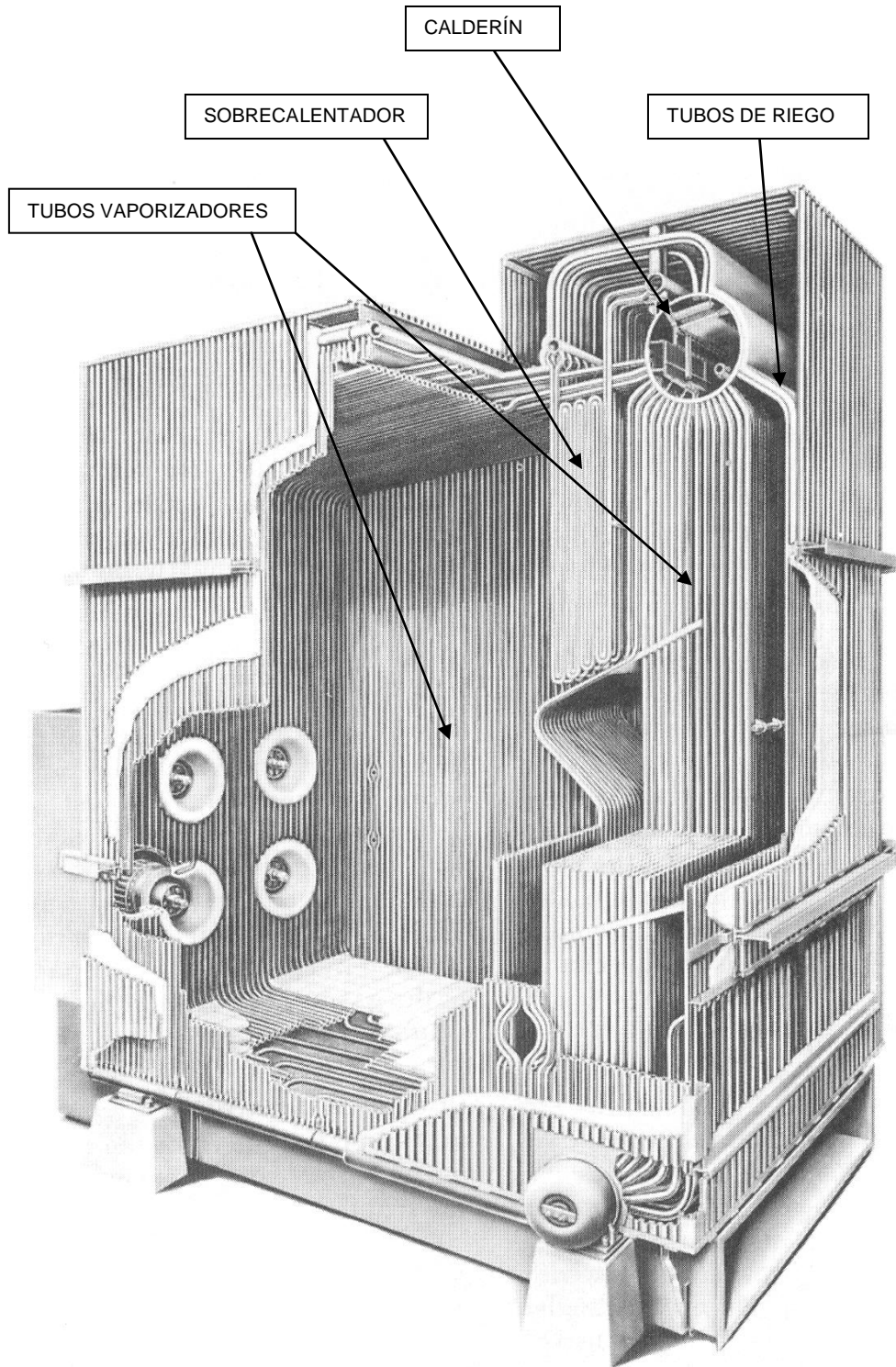


**Figura 1. Caldera de vapor pirotubular [1].** Los gases pasan por el interior de tubos sumergidos en el interior de una masa de agua, todo ello rodeado por un cuerpo o carcasa exterior. Los gases al atravesar los tubos ceden su calor sensible al agua que los rodea produciéndose la vaporización en las proximidades de los tubos. Los gases puede recorrer varias veces la longitud de la caldera, tal como se muestra en las figuras superior (2 pasos) e inferior (3 pasos). El diseño está limitado por la presión del vapor, ya que las presiones superiores a 25 bar obligarían a usar fuertes espesores de virola. La producción de vapor alcanza como máximo 35 t/h.

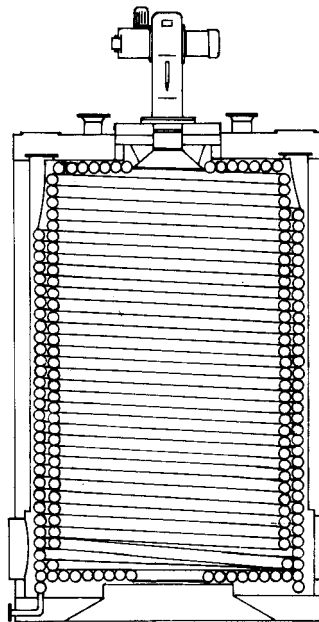
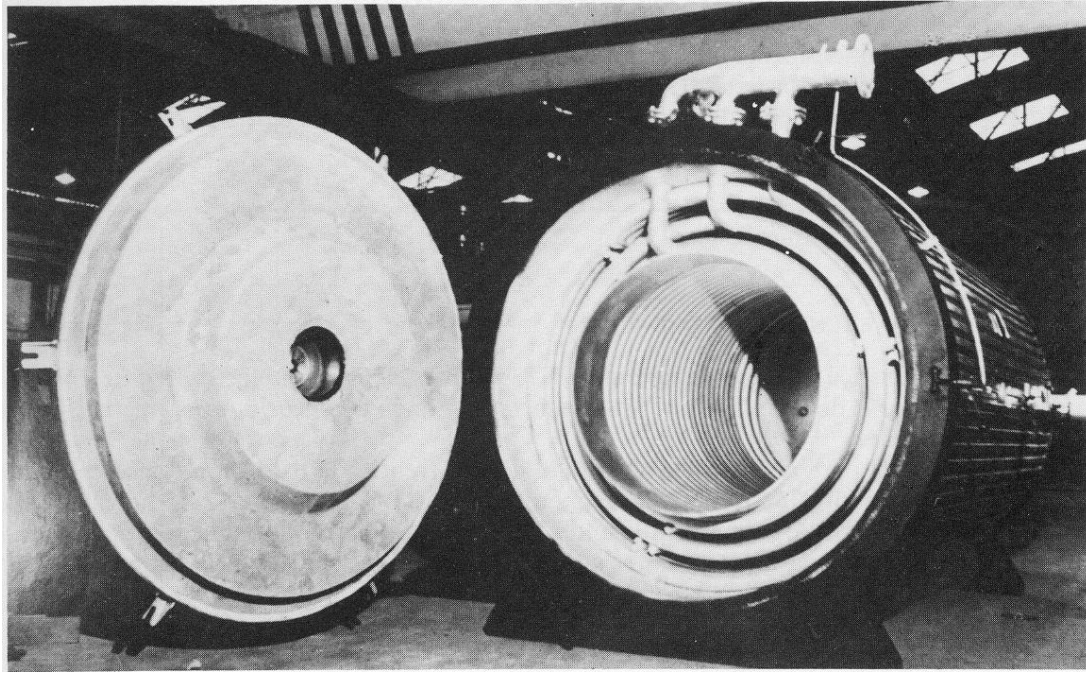


**Figura 2. Esquema de una caldera acuotubular de vapor saturado y sobrecalentado mostrando sus diferentes secciones.** El agua líquida entra al economizador (1), donde se calienta hasta una temperatura próxima a la de saturación (2), se introduce en el calderín y desciende por los tubos de riego (3-3') hasta el colector inferior, distribuyéndose hacia los tubos vaporizadores, donde se forman las burbujas de vapor (4-5) que a su vez se separan en el calderín (6). El vapor saturado (7) puede calentarse por encima de su temperatura de saturación en el sobrecalentador (8). La circulación del agua por los tubos de bajada (riegos) y de subida (vaporizadores) puede ser por convección natural, debido a la diferencia de densidades (*izquierda*), o forzada mediante una bomba (*derecha*) [2].





**Figura 3. Interior de una caldera acuotubular con combustión central [1]**



**Figura 4. Calderas de fluido térmico (FT) y agua sobrecalentada (ASC) [3].** Este tipo de calderas básicamente consisten en un circuito en forma de serpentín o haz de tubos por donde circula el fluido. La llama se produce en la zona intermedia y la mayor cantidad de calor se cede al fluido por radiación. Las calderas de FT permiten trabajar a baja presión y temperaturas hasta 350°C; utilizan aceites orgánicos que se descomponen a alta temperatura, desprendiendo sustancias volátiles, por lo que deben evitarse recalentamientos locales en las superficies de intercambio. Las calderas de ASC suelen trabajar entre 140 y 170°C, lo que supone presiones de operación superiores a 4 y 8 bar, respectivamente.

### 3. Rendimientos de la caldera

#### 3.1. Rendimiento instantáneo y rendimiento nominal

En un generador de vapor, la *potencia calorífica útil*  $\dot{Q}_u$  es la energía por unidad de tiempo empleada en transformar el agua líquida de alimentación en vapor. Se expresa como sigue:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_v (h_v - h_w) \quad (1)$$

siendo  $\dot{m}_v$ , el caudal másico de vapor;  $h_v$ , la entalpía del vapor a la salida y  $h_w$ , la entalpía del agua líquida de alimentación.

En general, el caudal de vapor, o vapor producido, no es constante. Depende de las necesidades de la planta o central de vapor, aunque no es probable que esté sometido a fluctuaciones notables. La mayoría de los generadores de vapor tienen un punto de funcionamiento óptimo en el cual el rendimiento es máximo. La potencia calorífica útil, referida a estas condiciones óptimas de funcionamiento, es la *potencia nominal*  $\dot{Q}_n$ .

La *potencia aportada* por el combustible  $\dot{Q}_c$ , es:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot PCI \quad (2)$$

siendo  $\dot{m}_c$ , el caudal másico de combustible y  $PCI$ , su poder calorífico inferior.

El rendimiento instantáneo  $\eta_i$  establece la relación entre la potencia calorífica útil instantánea y la potencia calorífica aportada por el combustible. Así pues:

$$\eta_i = \left( \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_c} \right)_i \quad (3)$$

donde el subíndice  $i$  hace referencia a valores instantáneos.

El rendimiento nominal tiene una definición análoga, pero utilizando la potencia calorífica nominal de la caldera:

$$\eta_n = \frac{\dot{Q}_n}{\dot{Q}_c} \quad (4)$$

Aplicando las definiciones de la potencia útil y de la potencia aportada, el rendimiento de la caldera puede expresarse:

$$\eta_n = \frac{\dot{m}_v (h_v - h_w)}{\dot{m}_c PCI} \quad (5)$$

En esta ecuación no hemos indicado con un subíndice si se trata de valores instantáneos o nominales. Deberá entenderse en el contexto.

### 3.2. Rendimiento estacional

Cuando se desea determinar el consumo de combustible durante un período de tiempo determinado, no puede utilizarse el rendimiento instantáneo ni el nominal, porque ninguno de los dos expresa el rendimiento medio de la caldera durante un período de tiempo. Para ello, se define el rendimiento estacional  $\eta_e$ :

$$\eta_e = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_c n_a} \quad (6)$$

donde  $Q_u$  es la energía útil de la caldera, generalmente en kWh, durante el período de tiempo considerado y  $n_a$ , el número de horas de funcionamiento de la caldera durante el mismo período de tiempo. En el apartado 6 se amplía este concepto de rendimiento estacional.

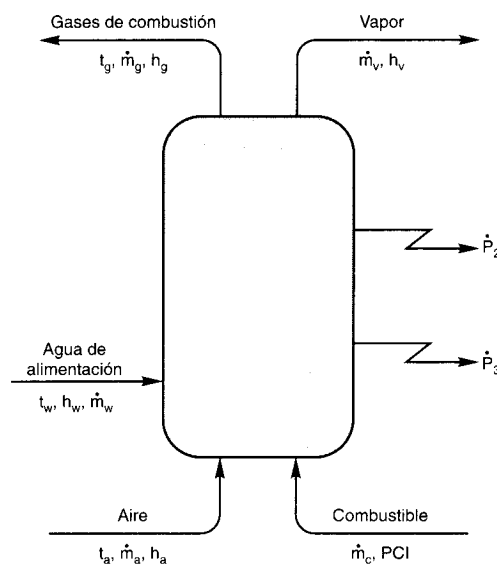
### 4. Balance de materia y de energía

La figura 3 representa un esquema de un generador de vapor con indicación de las entradas y salidas de materia y energía. El balance de masas es:

$$\begin{aligned} \text{Circuito de gases: } \dot{m}_a + \dot{m}_c &= \dot{m}_g \\ \text{Circuito de agua: } \dot{m}_w &= \dot{m}_v \end{aligned} \quad (7)$$

donde  $\dot{m}_a$  es el caudal másico de aire de la combustión;  $\dot{m}_c$ , el de combustible;  $\dot{m}_g$ , el de gases de combustión;  $\dot{m}_w$ , el de agua líquida de alimentación y  $\dot{m}_v$ , el de vapor.

Si se producen pérdidas de agua y purgas para rebajar el contenido de sales en la caldera, habría que añadir estos términos al balance en el circuito de agua.



Por su parte, el balance energético es:

$$\dot{m}_c PCI + \dot{m}_a h_a + \dot{m}_w h_w = \dot{m}_g h_g + \dot{m}_v h_v + \dot{P}_2 + \dot{P}_3 \quad (8)$$

donde  $h_a$  es la entalpía del aire a la entrada;  $h_w$  la del agua de alimentación a la entrada;  $h_g$ , la de los gases de combustión a la salida;  $h_v$ , la del vapor a la salida;  $\dot{P}_2$ , es la potencia calorífica perdida por convección y radiación a través de las paredes y  $\dot{P}_3$ , es una pérdida de potencia calorífica que tiene en cuenta combustiones incompletas y la producción de cenizas resultante de la combustión de líquidos y sólidos. La suma  $\dot{P}_2 + \dot{P}_3$ , recibe el nombre de pérdidas fijas y se representa por  $\dot{P}_f$

Ordenando términos y dividiendo por  $\dot{m}_c PCI$  se obtiene:

$$1 - \frac{\dot{m}_g h_g - \dot{m}_a h_a}{\dot{m}_c PCI} - \frac{\dot{P}_2}{\dot{m}_c PCI} - \frac{\dot{P}_3}{\dot{m}_c PCI} = \frac{\dot{m}_v h_v - \dot{m}_w h_w}{\dot{m}_c PCI} \quad (9)$$

Cada uno de los sustraendos del primer miembro, es una pérdida unitaria (kW de pérdidas por kW de potencia aportada por el combustible que se conviene en representar como sigue:

$$p_1 = \frac{\dot{m}_g h_g - \dot{m}_a h_a}{\dot{m}_c PCI}$$

$$p_2 = \frac{\dot{P}_2}{\dot{m}_c PCI} \quad (10)$$

$$p_3 = \frac{\dot{P}_3}{\dot{m}_c PCI}$$

$p_1$  es la pérdida unitaria debida a los gases de la combustión, que en ocasiones se denomina pérdida por chimenea. El segundo miembro de (9) es el rendimiento instantáneo. Así pues:

$$\eta_i = 1 - p_1 - p_2 - p_3 = 1 - p_1 - p_f \quad (11)$$

Las pérdidas fijas son valores generalmente comprendidos entre 2,5 y 7,5 %. Las pérdidas debidas a los gases de la combustión admiten una cierta simplificación si aceptamos que:

$$\dot{m}_g \cong \dot{m}_a$$

con lo cual:

$$p_1 \cong \frac{\dot{m}_g (h_g - h_a)}{\dot{m}_c PCI} = \frac{\dot{m}_g c_{p,g} (t_g - t_a)}{\dot{m}_c PCI} = \frac{r_g c_{p,g} (t_g - t_a)}{PCI} \quad (12)$$

donde  $r_g$  es la relación gases-combustible y  $c_{p,g}$ , el calor específico medio de los gases de combustión entre  $t_g$  y  $t_a$ .

Para estimar esta pérdida, se puede utilizar la fórmula de Sieggert [1]:

$$p_1 = \frac{K}{100} \frac{(t_g - t_a)}{[CO_2] + [SO_2]} \quad (13)$$

siendo  $K$  una constante que depende de la clase de combustible (0,68 para la antracita, 0,56 para el fuel, 0,42 para gas natural con quemador atmosférico y 0,46 con quemador de tiro forzado) y  $[CO_2] + [SO_2]$ , la suma de las concentraciones de  $CO_2$  y del  $SO_2$  en % sobre base seca.

## 5. Recuperación entálpica de los humos

Si se recupera parte de la entalpía de los humos y ésta se invierte en precalentar el agua de alimentación o el aire de la combustión, o ambos a la vez, el rendimiento de la caldera aumentará. Esto se puede apreciar en el ejemplo siguiente: Supongamos que el rendimiento de una caldera sin recuperador es  $\eta_{i1}$  y sea  $t_{g1}$ , la temperatura de salida de humos:

$$\eta_{i1} = 1 - p_f - \frac{r_g c_{p,g} (t_{g1} - t_a)}{PCI} \quad (14)$$

Con recuperador, el rendimiento es  $\eta_{i2}$ :

$$\eta_{i2} = 1 - p_f - \frac{r_g c_{p,g} (t_{g2} - t_a)}{PCI} \quad (15)$$

Siendo  $t_{g2}$  la temperatura final de salida de los humos. Admitamos que  $r_g$  y  $c_{pg}$  sean iguales en ambas situaciones. Restando ambas ecuaciones, se obtiene:

$$\Delta\eta = \eta_{i2} - \eta_{i1} = \frac{r_g c_{p,g} (t_{g1} - t_{g2})}{PCI} \quad (16)$$

Ahora, podemos hacer un cálculo estimativo del incremento de rendimiento, para una disminución prefijada de la temperatura de los humos. Sea ésta 20 °C, con unos valores estimados de  $r_g = 20$ ,  $c_{pg} = 1,23$  kJ/(kgK) y  $PCI = 45.000$  kJ/kg. Resulta aproximadamente un aumento de 1 punto en el rendimiento, por cada 20 °C que pueda bajar la temperatura de los humos.

La disminución de la temperatura de los humos, como consecuencia de la recuperación entálpica, tiene una limitación: la **temperatura mínima de corrosión**. Esta temperatura representa el límite inferior al que podemos llegar enfriando los humos en la recuperación. A esta temperatura, la condensación del vapor de agua puede producir corrosión del material, debido a la disolución de algunos gases en el agua líquida. Estas temperaturas están bien establecidas en la bibliografía [1]. Por ejemplo, si el combustible es fuel, la temperatura mínima de corrosión para tubos de acero oscila entre 160 y 170 °C.

**Ejemplo.** Una caldera produce 430 kg/h de vapor recalentado a 30 bar y 450 °C ( $h_v = 3.344,6$  kJ/kg). El agua de alimentación entra a 25 °C ( $h_w = 104,9$  kJ/kg) y el aire para la combustión a 23 °C. El rendimiento nominal de la caldera es 0,756. El  $PCI$  del combustible es 46.750 kJ/kg. Las pérdidas restantes son del 7,6 %. La relación másica humos-combustible es 17,5. El calor específico a presión constante de los humos es 1,23 kJ/(kg grad) y el del agua 4,19 kJ/(kg grad). Determinar:

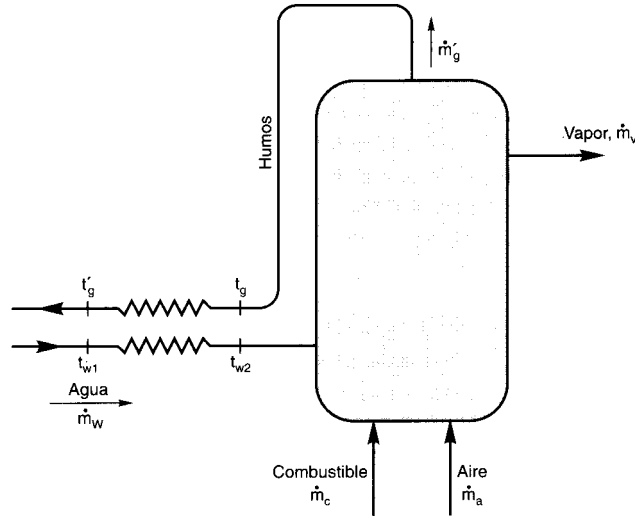
- El caudal de combustible y la temperatura de salida de los humos.
- Si planteamos una recuperación entálpica para tener un aumento de 5 puntos del rendimiento, ¿cuál será la nueva temperatura de salida de los humos? Si la recuperación entálpica se emplea para precalentar el agua de alimentación, ¿cuál será la temperatura de salida del agua del precalentador?

En la figura 4, se representa un esquema de la instalación con recuperación aplicada a un precalentamiento del agua de alimentación.

*Solución:*

- 39,42 kg/h y 388°C

b) 279°C y 73°C



## 6. Rendimiento estacional

La energía útil de una caldera  $Q_u$ , se puede expresar en función de sus pérdidas. Consideremos un período de un año y que la caldera suministra energía a una instalación de calefacción:

$$Q_u = \dot{Q}_c n_a - \dot{P}_1 n_a - \dot{P}_f n \quad (17)$$

siendo  $n$  las horas anuales de funcionamiento de la instalación y  $n_a$  las de funcionamiento de la caldera. Obsérvese que la potencia de pérdidas fijas se ha multiplicado por las horas de funcionamiento de la instalación, puesto que prosiguen, al menos en parte, con el quemador del la caldera parado.

Si sustituimos  $Q_u$  de (17) en (6) se obtiene:

$$\eta_e = 1 - \frac{\dot{P}_1}{\dot{Q}_c} - \left( \frac{\dot{P}_f}{\dot{Q}_c} \right)_a \frac{n}{n_a} \quad (18)$$

donde el subíndice  $a$  del paréntesis hace referencia a un período anual.

Designando por  $p_{fm}$  la pérdida unitaria fija correspondiente al período considerado:

$$p_{fm} = \left( \frac{\dot{P}_f}{\dot{Q}_c} \right)_a \quad (19)$$

y por  $p_l$ , la pérdida unitaria correspondiente a los humos, podemos escribir:

$$\eta_e = 1 - p_l - p_{fm} \frac{n}{n_a}$$

(20)

Designando por  $p_f$  la pérdida unitaria fija en condiciones de funcionamiento nominal:

$$p_f = \frac{\dot{P}_f}{\dot{Q}_c} \quad (21)$$

La relación entre  $p_f$  y  $p_{fm}$  depende del número de paradas que efectúa la caldera durante el período de funcionamiento de la instalación. De forma orientativa, suele tomarse  $p_{fm} = 0,75 p_f$ , con lo cual (20) quedaría:

$$\eta_e = 1 - p_1 - 0,75 p_f \frac{n}{n_a} \quad (22)$$

Una manera alternativa de calcular el consumo de combustible, también de forma aproximada, consiste en utilizar directamente la definición del rendimiento estacional y calcular el calor útil a partir del concepto de grados-día [4 y 5].

**Ejemplo.** Una caldera utiliza un combustible cuyo poder calorífico es 46.750 kJ/kg. Las pérdidas nominales fijas son 4,5%. Las horas anuales de funcionamiento de la instalación se estiman en 7.500 y las de funcionamiento de la caldera, en 4.350. La temperatura de los humos es 450°C y la del aire de 23°C. La relación humos-combustible, en kg, es 17,5 y el calor específico medio de los humos es 1,23 kJ/(kg grad). El consumo anual de combustible ha sido de 3.480 kg. Determinar el rendimiento estacional y la potencia útil media anual de la caldera.

*Solución:* 70,96% y 7,37 kW

## 7. Temas de ampliación.

La recuperación de calor de las purgas, que se requieren para controlar la concentración de sales en una caldera, constituye otro procedimiento para mejorar la eficiencia energética de la instalación. Su cálculo puede encontrarse en las referencias [1 y 3].

## Bibliografía

- [1] L.A. MOLINA y J.M ALONSO: *Calderas de Vapor en la Industria.*, Ed. Cadem-Eve, Bilbao, 1996.
- [2] BABCOCK & WILCOX CO., *Steam. Its generation and use*, 40<sup>th</sup> ed., 1992
- [3] MOLINA, L. A. y MOLINA, G.: *Manual de Eficiencia Energética Térmica en la Industria*, CADEM, Bilbao, 1993.
- [4] RITE: *Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios*, R.D 1751/1998 y 1218/2002, BOE, 1998 y 2002.
- [5] LLORENS, M.: *Calefacción*, Grupo Editorial CEAC, Barcelona, 1994.