

III.- AGUA DE ALIMENTACION, POTENCIA Y RENDIMIENTO DE SISTEMAS DE CALEFACCIÓN

<http://libros.redsauce.net/>

III.1.- PROTECCION DE LAS CALDERAS DE ACERO CONTRA LA CORROSION POR CONDENSACIONES

Una de las precauciones a tener en cuenta en una instalación con caldera de acero, es la de evitar la corrosión de la misma debido a las condensaciones que puedan producirse cuando los humos alcanzan determinadas temperaturas.

Todos los combustibles tienen azufre en su composición; cuando el combustible se quema, los gases procedentes de la combustión contienen vapor de agua en el seno de su volumen.

Si la temperatura del agua de la caldera está por debajo de un cierto valor, los gases de la combustión en contacto con la chapa del circuito de humos de la caldera se enfrían excesivamente y se produce la condensación del vapor de agua humedeciendo las superficies metálicas de la caldera.

La temperatura de condensación es el punto de rocío, variable, pues depende del tipo de combustible y del exceso de aire que existe en la combustión.

La reacción que resulta después de la combustión es:



El anhídrido sulfuroso en combinación con el exceso de oxígeno, forma anhídrido sulfúrico. Este último en contacto con el agua de condensación que cubre la superficie del hogar, se transforma en ácido sulfúrico que tiene efectos muy corrosivos en especial en las calderas de acero.

Para evitarlo, debemos de conseguir que las superficies del circuito de humos de la caldera estén siempre por encima de la temperatura del punto de rocío del combustible que se utilice.

Cuando el combustible utilizado contenga más del 0,7% de azufre, además del punto de rocío húmedo, debe de considerarse el punto de rocío ácido. Esta temperatura en la cual se produce la condensación ácida depende del porcentaje de azufre del combustible. Aproximadamente tiene lugar entre 120°C y 150°C.

La gráfica de Hoffman y Thurlow para el gasóleo, Fig III.3, resume lo expuesto, demostrando la intensidad de la corrosión según la temperatura de la superficie metálica.

Se observa que entre el punto de rocío húmedo y el ácido, existe un aumento de la corrosión que si bien no tiene importancia para combustibles de poco contenido en azufre, sí puede tenerla cuando éste contenido aumenta.

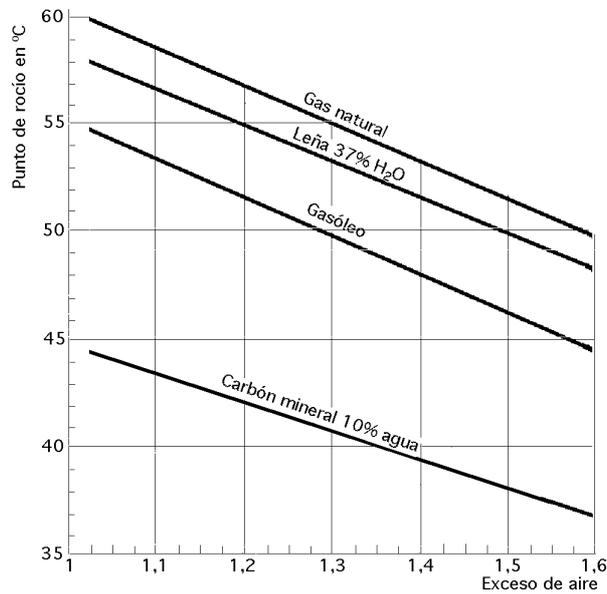


Fig III.1.- Diagrama para la determinación de la temperatura de condensación de un combustible (punto de rocío)

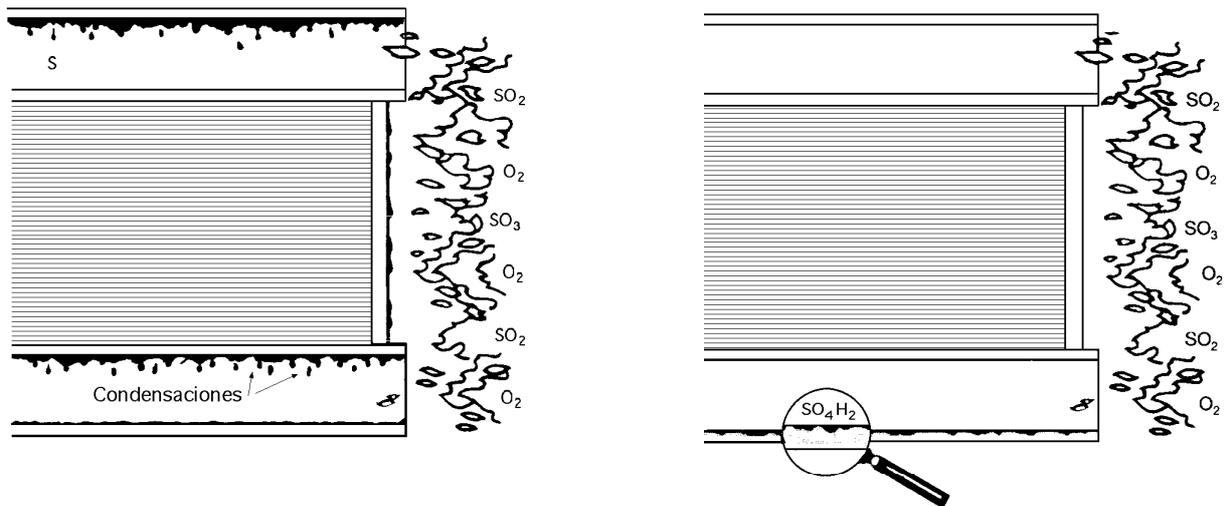


Fig III.2.- a) Superficies húmedas por condensación del vapor de agua. b) Superficies corroídas por las condensaciones

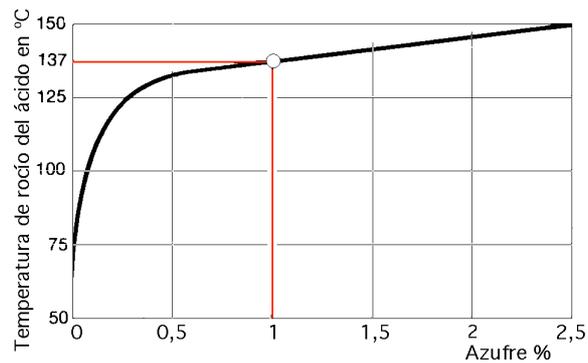


Fig III.3.- Temperatura de rocío del ácido según el contenido de azufre del gasóleo (Hoffman y Thurlow)

La zona de mínima corrosión, queda comprendida entre, 50°C y 90°C.

Cuando se utilice carbón, la temperatura de retorno tiene que ser $\geq 50^\circ\text{C}$.

Para evitar que se produzcan condensaciones, la caldera tiene que trabajar de forma que el agua de retorno (entrada a la caldera) tenga una temperatura igual o mayor a 60°C , cuando se utilicen combustibles fluidos o de leña, y una temperatura igual o mayor de 50°C cuando se utilice combustible tipo carbón.

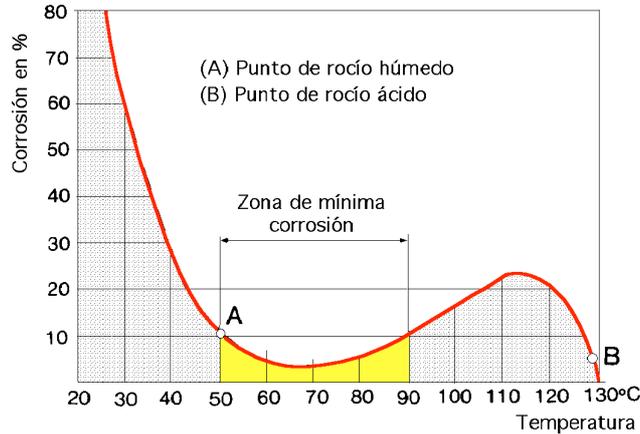


Fig III.4.- Intensidad de la corrosión según la temperatura

III.2.- PREVENCIÓN DE LAS CONDENSACIONES

El mejor sistema para reducir o eliminar las condensaciones es colocar un circulador anticondensación, que consiste en intercalar un by-pass con un circulador entre ida y retorno, después de la caldera, para que pueda elevar la temperatura del retorno mezclando el agua que proviene de la instalación, con la que sale de la caldera (ida). Este circulador, comandado por un termostato de inmersión (o de contacto) situado en la tubería de retorno próxima a la caldera, regulará entre 50°C y 60°C (según el combustible); con temperaturas del agua inferior al valor regulado funcionará el circulador; si se supera este valor, el termostato conmutará y dejará de funcionar el circulador anticondensación.

Es imprescindible por lo tanto, colocar en las calderas de chapa de acero, un circulador anticondensación para evitar las corrosiones por condensaciones para así prolongar el tiempo de duración y servicio de la caldera, así como en la tubería de by-pass, una válvula de retención, para que cuando deje de funcionar el circulador anticondensación, el circulador de calefacción no pueda aspirar el agua de retorno.

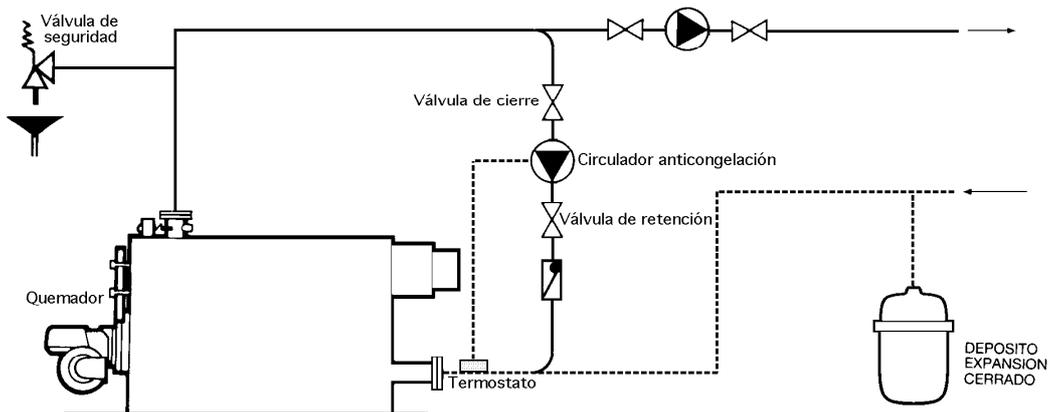


Fig III.5.- Instalación de calefacción con circulador anticondensación

El caudal que acciona el circulador anticondensación es:
$$\text{Caudal} \left(\frac{\text{litros}}{\text{hora}} \right) = \frac{N_{\text{caldera}} \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{hora}} \right)}{40}$$

La pérdida de carga (presión) a vencer por el circulador anticondensación se considerará de unos 500 mm c.a.

III.3.- AGUA DE LA INSTALACION

El agua se encuentra combinada con sales, gases e impurezas. Por tanto, en las instalaciones de calefacción se deberán tener en cuenta estos componentes porque influyen en el rendimiento y duración de la instalación, en especial de la caldera, por ser el elemento que está sometido a mayores temperaturas. En el agua, las sales están normalmente en solución a temperatura ambiente; su contenido varía de 0,2 gr a 0,5 gr por litro, pudiéndose clasificar en dos grupos:

- Carbonatos y bicarbonatos: $\left\{ \begin{array}{l} \text{Carbonato de calcio, } CaCO_3 \\ \text{Bicarbonato de calcio, } (CO_3H)_2Ca \\ \text{Carbonato de magnesio } CO_3Mg \\ \text{Bicarbonato de magnesio } (CO_3H)_2Mg \end{array} \right.$
- Sulfatos, cloruros y silicatos: $\left\{ \begin{array}{l} \text{Sulfato cálcico (yeso), } SO_4Ca \\ \text{Cloruro cálcico, } Cl_2Ca \\ \text{Silicato cálcico } SiO_2Ca \end{array} \right.$

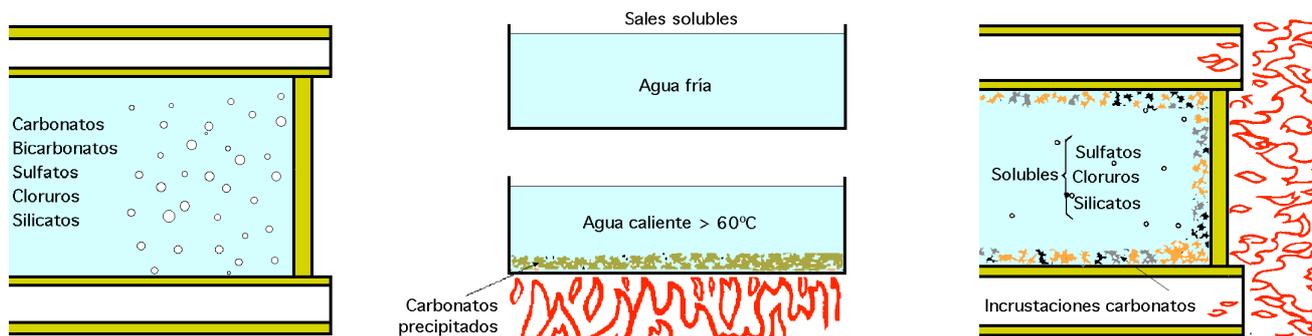
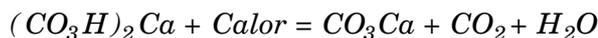


Fig III.6.- Sales contenidas en el agua, precipitación de las mismas e incrustaciones por carbonatos

Dureza del agua.- El contenido de sales en el agua determina su dureza, que puede ser:

Dureza temporal o dureza de carbonatos, que generalmente desaparece al calentar el agua. El bicarbonato cálcico $(CO_3H)_2Ca$ es soluble en el agua, pero al calentarla, se descompone según la ecuación:



formándose carbonato cálcico CO_3Ca que precipita formando lodos o incrustaciones a partir de 60°C a 65°C, quedando libre CO_2 .

Dureza permanente debida a los sulfatos, cloruros y silicatos, que es difícil de eliminar calentando el agua; se puede neutralizar añadiendo productos químicos. Tiene una solubilidad del orden de 70 veces la debida a los carbonatos.

Dureza total que es la suma de las durezas temporales y permanentes. La unidad es el *grado de dureza*, que difiere de un país a otro.

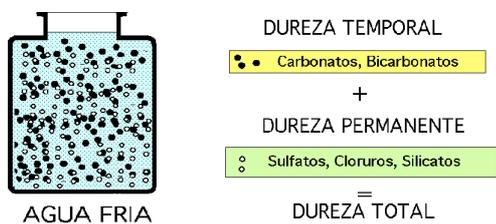


Fig III.7.- Esquema de durezas en el agua

Tabla III.1.- Conversión de unidades de dureza

	$^{\circ}d$	$^{\circ}f$	$^{\circ}i$	$^{\circ}u$	ppm CO_3Ca
1 grado Alemán ($1^{\circ}d$)	1	1,78	1,25	1,04	17,8
1 grado francés ($1^{\circ}f$)	0,56	1	0,702	0,58	10
1 grado inglés ($1^{\circ}i$)	0,798	1,43	1	0,83	14,3
1 grado U.S.A. ($1^{\circ}u$)	0,96	1,71	1,2	1	9,6
1 ppm de $CO_3Ca = 1\text{ mg/l}$	0,056	0,1	0,0702	0,058	1

Tabla III.2.- Clasificación del agua según la dureza

Grados alemanes	Grados franceses	
0 + $8^{\circ}d$	0 + $14^{\circ}f$	Aguas blandas
$8^{\circ} + 15^{\circ}d$	$14 + 27^{\circ}f$	Aguas semiduras
Más de $15^{\circ}d$	Más de $27^{\circ}f$	Aguas duras

Incrustaciones.- Las principales incrustaciones que se producen en las calderas son las siguientes:

- tes: {
- Carbonato de calcio CO_3Ca
 - Carbonato de magnesio CO_3Mg
 - Sulfato de calcio SO_4Ca
 - Silicato de calcio SiO_3Ca

Una incrustación de 1 mm de espesor, implica un consumo de un 10% más de combustible

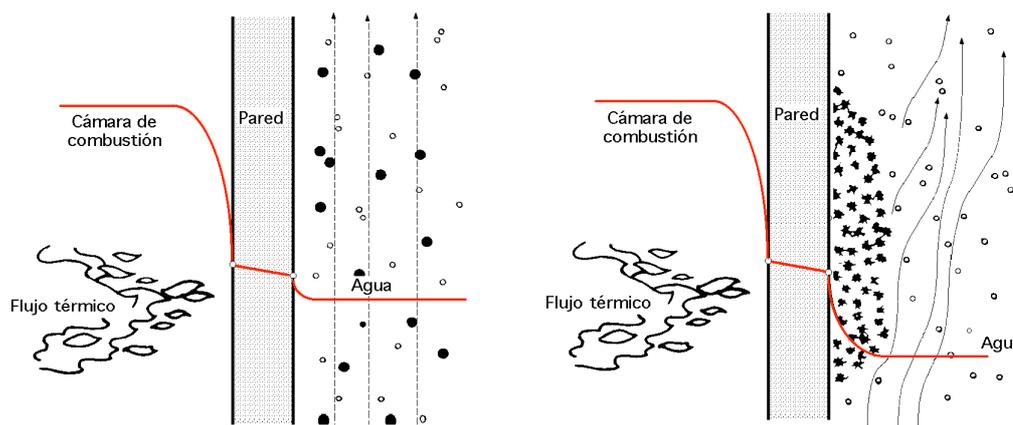


Fig III.8.- Transmisión de calor entre la cámara de combustión y el agua de una caldera con incrustaciones calcáreas

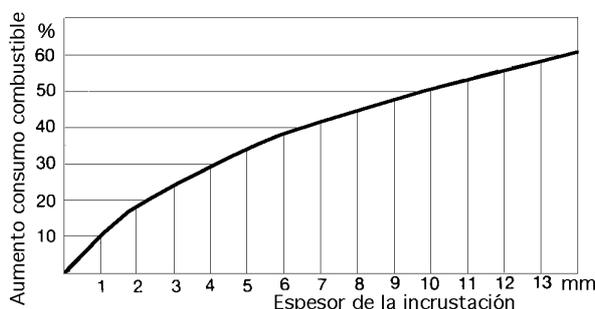
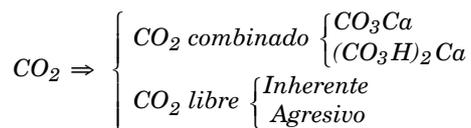


Fig III.9.- Variación del consumo de combustible con el espesor de la incrustación

Las incrustaciones calcáreas en las calderas, reducen la transmisión de calor entre la cámara de combustión y el agua de la caldera, y como la chapa no se refrigera, se producen sobretensiones en el material, y deformaciones y fisuras en las calderas.

Corrosividad.- El agua contiene gases en disolución. Las causas principales de la corrosión son el oxígeno O_2 y el anhídrido carbónico CO_2 disueltos en el agua.



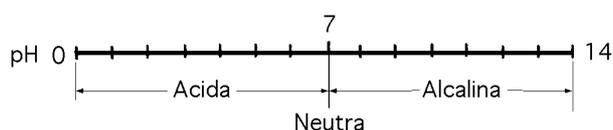
El anhídrido carbónico CO_2 se encuentra libre o combinado con los carbonatos.

- El anhídrido carbónico combinado, forma carbonatos y bicarbonatos
- El anhídrido carbónico inherente puede ser necesario para mantener en solución los carbonatos, equilibrio carbonatos y bicarbonatos.



- El anhídrido carbónico agresivo disuelve la película de cal protectora que se forma en las paredes de la caldera (No confundir con incrustación)

Oxígeno O_2 .- Es el principal elemento productor de la corrosión, que se produce generalmente por reacciones electroquímicas.



°C	0	18	50	100
pH	7,45	7	6,61	6,07

Valor del pH.- El pH expresa el grado de acidez o alcalinidad del agua.

El agua pura, destilada, a 18°C tiene un pH = 7

Por debajo de 7, las aguas son ácidas, y por encima de 7, son alcalinas. El valor del pH varía con la temperatura, de forma que al elevar la temperatura el pH de las aguas disminuye.

Observaciones.- En una instalación de calefacción deberán evitarse las incrustaciones y la corrosión; para ello habrá que tener en cuenta las siguientes consideraciones,

- Evitar la entrada de aire (oxígeno), mediante un adecuado proyecto e instalación
- Colocar purgadores de aire en los puntos altos de la instalación
- Verificar que el nivel del agua de la instalación se mantenga constante y que excepcionalmente, se deba añadir agua
- Instalar, siempre que sea posible, vasos de expansión cerrados
- Que el pH del agua esté comprendido entre 7,5 y 8,5
- Si la dureza del agua está comprendida entre 8° y 12°f no es necesario ablandarla

En el caso de que el agua de la instalación no reúna lo indicado en los apartados (e) y (f) se deberá tratar. La mejor protección para una instalación es mantener el mismo agua en el circuito, sin tener que rellenarlo, para que las incrustaciones y la corrosión sean mínimas.

III.4.- POTENCIA ÚTIL N_u

La potencia útil de una caldera depende del caudal de agua Q que circula a través de ella y del salto térmico del agua a la entrada T_e y salida T_s de la caldera, Fig III.10:

$$N_u = Q (T_{sal} - T_{ent}) c_p \gamma_{agua} \quad , \quad \text{siendo: } \begin{cases} N_u \text{ la potencia útil en Kcal/hora} \\ Q \text{ el caudal en litros/hora} \\ T_{ent} \text{ y } T_{sal} \text{ las temperaturas del agua a la entrada y salida en } ^\circ C \\ c_p \text{ el calor específico en Kcal/kg } ^\circ C = 1, \text{ para el agua} \\ \gamma \text{ el peso específico en kg/dm}^3 = 1, \text{ para el agua} \end{cases}$$

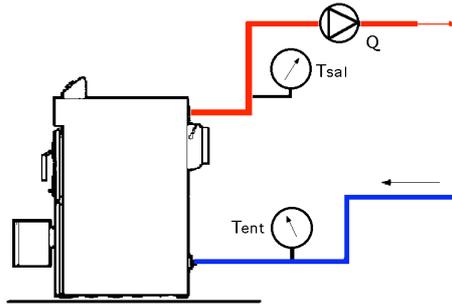


Fig III.10.- Medida de las temperaturas de ida y retorno

III.5.- PERDIDAS TÉRMICAS

Las pérdidas de calor que se generan en el funcionamiento de una caldera son:

- Pérdidas en chimeneas
- Pérdidas por radiación, convección y contacto de la caldera con su retorno

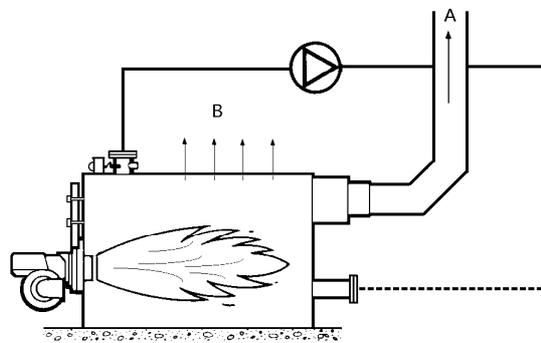


Fig III.11.- Pérdidas térmicas en una caldera

a) Pérdidas en la chimenea.- Las pérdidas que se generan en la chimenea son:

q_{hs} = Pérdidas de calor sensible en los humos

q_i = Pérdidas de calor por inquemados

Pérdidas de calor sensible q_{hs} . Las pérdidas por el calor sensible de los humos de los productos de la combustión son las más importantes, y dependen esencialmente del porcentaje de CO_2 y de la temperatura de humos en la chimenea respecto a la del ambiente. El porcentaje de CO_2 depende del tipo de combustible utilizado y del exceso de aire de la combustión.

a) Las pérdidas de calor sensible de los humos q_{hs} en %, se calculan mediante la expresión:

$$q_{hs} = \frac{V_c c_p}{PCI} (T_h - T_a) 100, \text{ en } \%, \text{ en la que: } \begin{cases} V_c = \text{Volumen gases combustión en Nm}^3/\text{kg} \\ c_p = \text{Calor específico gases de combustión } 0,33 \text{ a } 0,35 \text{ Kcal/Nm}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \\ PCI = \text{Potencia calorífica inferior del combustible} \\ T_h = \text{Temperatura de los humos en chimenea en } ^\circ\text{C} \\ T_a = \text{Temperatura ambiente en } ^\circ\text{C} \end{cases}$$

Para combustibles líquidos (gasóleo y fuel-óleo), la determinación del volumen de los gases de combustión V_c se puede obtener mediante el gráfico de la Fig III.13. Es necesario conocer el exceso de aire ($aire_{exceso}$), que se puede encontrar también gráficamente con ayuda de la Fig III.12.

b) Para determinar las pérdidas del calor sensible de los humos q_{hs} también se puede utilizar la fórmula de Siegert, de la forma:

$$q_{hs} = K \frac{T_h - T_a}{CO_2}, \text{ siendo: } \begin{cases} T_h \text{ la temperatura de los humos y } T_a \text{ la temperatura ambiente de la sala en } ^\circ\text{C} \\ K = 0,495 + 0,00693 CO_2 \text{ para gas\u00f3leo} \\ K = 0,516 + 0,0067 CO_2 \text{ para fuel\u00f3leo} \\ K = 0,379 + 0,0097 CO_2 \text{ para gas natural, propano y butano} \\ K = 0,68 \text{ para hulla y antracita} \\ K = 0,57 \text{ para cok} \\ K = 0,50 \text{ para gas ciudad} \end{cases}$$

Para el gas\u00f3leo, como se indica en la Fig III.14, y de modo aproximado, se pueden determinar directamente las p\u00e9rdidas de calor sensible q_{hs} .

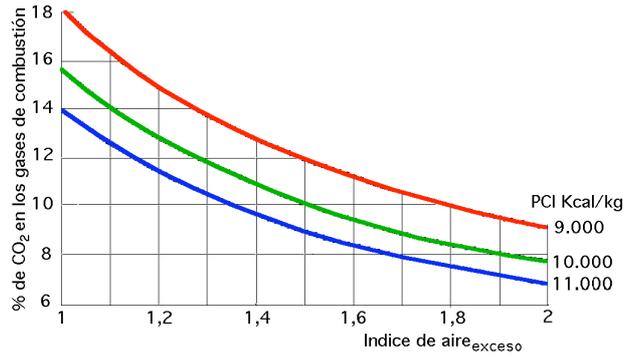


Fig III.12.- \u00cdndice de exceso de aire en funci\u00f3n del % de CO₂ para combustibles l\u00edquidos

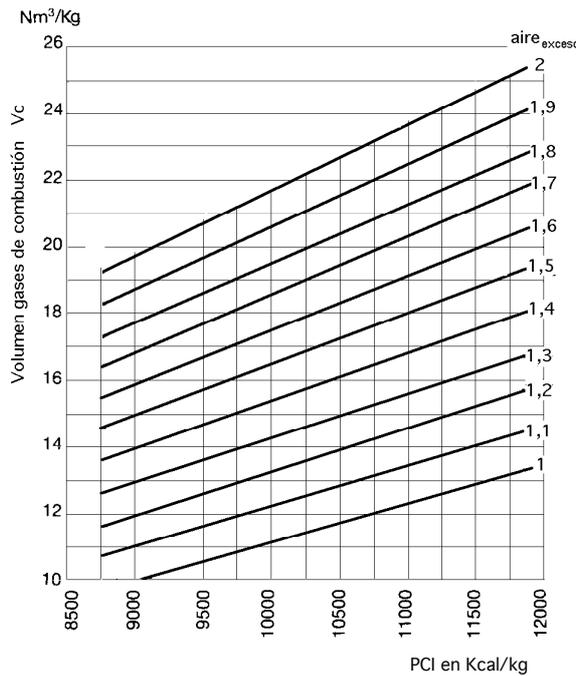


Fig III.13.- Volumen de los gases de la combusti\u00f3n en funci\u00f3n del exceso de aire para combustibles s\u00f3lidos

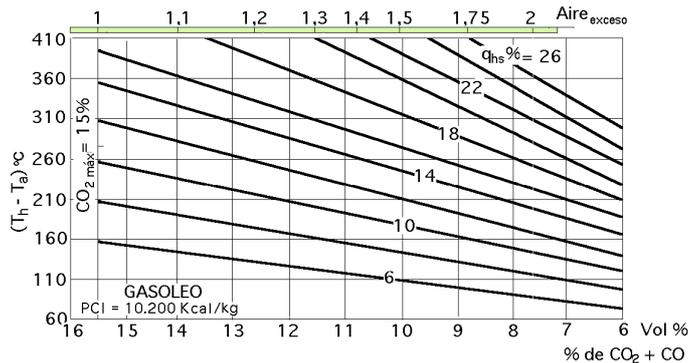


Fig III.14.- P\u00e9rdidas de calor sensible q_{hs}

Ejemplo III.1.- Determinar el calor sensible q_{hs} perdido por los gases de la combustión, si el análisis de la combustión de una caldera funcionando con gasóleo de $PCI = 10.200 \text{ Kcal/kg}$ es el siguiente:

$$\left\{ \begin{array}{l} 12\% \text{ de } CO_2 \\ \text{Temperatura humos, } T_h = 300^\circ C \\ \text{Temperatura ambiente, } T_a = 20^\circ C \end{array} \right.$$

El exceso de aire en la combustión se calcula mediante el gráfico de la Fig III.12: $aire_{exceso} = 1,25$

Para hallar el volumen de los gases de la combustión se aplica el gráfico de la Fig III.13, que para un $aire_{exceso} = 1,25$ es: $V_c = 14 \frac{Nm^3}{kg}$

Con estos datos se obtiene la pérdida de calor sensible de los humos en la forma:

$$q_{hs} = \frac{V_c \cdot c_p}{PCI} (T_h - T_a) \cdot 100 = \frac{14 \cdot 0,35}{10200} (300 - 20) \cdot 100 = 13,45\%$$

o mediante la fórmula de Siegert: $q_{hs} = K \frac{T_h - T_a}{CO_2} = | K = 0,495 + (0,00693 \cdot 12) = 0,578 | = 0,578 \frac{300 - 20}{10200} = 13,49\%$, resultados que se pueden obtener también, directamente, mediante el gráfico de la Fig III.14.

Pérdidas de calor por inquemados.- Las pérdidas de calor por inquemados q_i son debidas al carbono no quemado que, en combinación con el oxígeno, forma CO.

a) Para su determinación se puede utilizar la ecuación:

$$q_i = K_1 \frac{V_c \cdot 3020 \cdot CO}{PCI} \text{ en } \% , \text{ en la que: } \left\{ \begin{array}{l} V_c \text{ es el volumen de gases de la combustión en } Nm^3/kg \\ 3.020 \text{ es la PCI del CO en } Kcal/Nm^3 \\ CO \text{ es el } \% \text{ contenido en los gases de combustión} \\ \text{Para el gasóleo: } K_1 = 1,9 ; PCI = 10.200 \text{ Kcal/kg} \\ \text{Para el fuelóleo: } K_1 = 1,8 ; PCI = 9.700 \text{ Kcal/kg} \end{array} \right.$$

b) También se puede utilizar la expresión:

$$q_i = K_2 \frac{CO}{CO + CO_2} \text{ en } \% , \text{ en la que } K_2 \text{ vale : } \left\{ \begin{array}{l} 95 \text{ para el gasóleo y el fuelóleo} \\ 60 \text{ para el carbón} \\ 35 \text{ para el gas ciudad} \\ 72 \text{ para el gas natural} \\ 84 \text{ para el propano} \end{array} \right.$$

El CO máximo permitido es del 0,1%.

Para este porcentaje las pérdidas por inquemados suelen oscilar entre el 0,4% y el 0,8%.

Para un 1% de contenido de CO las pérdidas son importantes, y se sitúan entre el 4% ÷ 7%.

III.6.- RENDIMIENTO

Para clarificar el concepto de los rendimientos que intervienen durante el funcionamiento de una instalación de calefacción, hay que tener en cuenta todas las pérdidas que se generan, que son la base de partida para su determinación, reduciéndolas al mínimo, y de esta forma conseguir que el rendimiento estacional de la instalación sea lo más elevado posible, obteniendo los mejores resultados económicos de la explotación.

Rendimiento útil.- El calor producido al quemarse un combustible en una caldera no se transmite íntegramente al agua de calefacción, por lo que se producen unas pérdidas térmicas que serán de mayor o menor magnitud, dependiendo del diseño de la caldera y de la regulación de la combustión.

El rendimiento útil de una caldera es:

$$\eta_{\text{útil caldera}} = \frac{N_u \text{ caldera}}{PCI} \times 100 \text{ en } \%, \text{ siendo la PCI del combustible:}$$

- Gasóleo: 10200 Kcal/kg
- Fuelóleo: 9700 Kcal/kg
- Antracita: 7000 Kcal/kg
- Gas ciudad: 3800 Kcal/Nm³
- Gas natural: 9300 Kcal/Nm³
- Propano: 22000 Kcal/Nm³

Rendimiento de la combustión.- El rendimiento de la combustión η_{comb} se obtiene después de deducir las pérdidas del calor sensible q_{hs} y las de inquemados q_i .

$$\eta_{\text{comb}} = 100 - (q_{hs} + q_i)$$

Con una buena regulación de la combustión, como sería por ejemplo un CO₂ del orden de un 12%÷13% para la combustión del gasóleo, el rendimiento de la combustión aumenta haciendo funcionar la caldera a potencias inferiores a la útil.

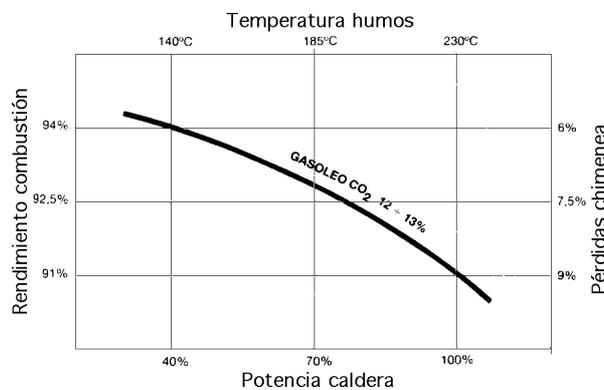


Fig III.15.- Rendimiento de la combustión

III.7.- PERDIDAS POR RADIACIÓN Y CONVECCIÓN

Las pérdidas por radiación y convección son las que genera la caldera al interactuar con su entorno; se denominan pérdidas residuales q_{rc} y dependen del tamaño de la caldera y de su aislamiento térmico.

Para su determinación se parte de:

$$q_{hs} + q_i + q_{rc} = 100 - \eta_u$$

y como:

$$q_{hs} + q_i = 100 - \eta_c$$

las pérdidas por radiación y convección q_{rc} son de la forma:

$$q_{rc} = 100 - \eta_u - 100 + \eta_c = \eta_c - \eta_u$$

que, aproximadamente, se pueden calcular aplicando la fórmula:

$$q_{rc} = \frac{k S \Delta T}{PCI}, \text{ en la que:}$$

k es el coeficiente de transmisión de calor del material de la pared de la caldera = 12 Kcal/m²h°C

S es la superficie exterior del contorno de la caldera en cm²

ΔT es la diferencia de temperatura superficial media entre la superficie exterior de la caldera y la temperatura ambiente de la sala, en °C

PCI es la potencia aportada por el combustible en Kcal/hora.

Para efectuar un cálculo más exacto, se puede desglosar la superficie exterior de la caldera en tres partes, la frontal, la trasera y el resto de la superficie, y calcular las pérdidas de calor en cada una de ellas.

$$\text{Pérdidas en la pared frontal: } q_{rc1} = \frac{k_1 S_1 \Delta T_1}{PCI} = \frac{12 S_1 \Delta T_1}{PCI}$$

$$\text{Pérdidas en la pared trasera: } q_{rc2} = \frac{k_2 S_2 \Delta T_2}{PCI} = \frac{12 S_2 \Delta T_2}{PCI}$$

$$\text{Pérdidas en el resto de la caldera: } q_{rc3} = \frac{k_3 S_3 \Delta T_3}{PCI} = \frac{10 S_3 \Delta T_3}{PCI}$$

por lo que: $q_{rc} = q_{rc1} + q_{rc2} + q_{rc3}$

Rendimiento de la caldera.- El rendimiento útil de la caldera se puede calcular también teniendo en cuenta qué es lo que queda después de deducir todas las pérdidas que se generan en ella cuando está en funcionamiento: $\eta_{\text{útil caldera}} = 100 - (q_{hs} - q_i - q_{rc}) = \eta_c - q_{rc}$

III.8.- RENDIMIENTO DE LA INSTALACIÓN

Hay que diferenciar el rendimiento útil de una caldera y el de la instalación; el rendimiento de la caldera depende del rendimiento de la combustión y de las pérdidas de la propia caldera con su entorno cuando está en funcionamiento. En este rendimiento hay que incluir otras pérdidas que aparecen durante el servicio de la caldera, como:

Con la caldera en funcionamiento, pérdidas de calor en tuberías C, Fig III.16

Con la caldera parada por el termostato, Fig III.17

Pérdidas de calor en tuberías C₁

Pérdidas de calor en la caldera con su entorno A₁

Pérdidas de calor por enfriamiento de la caldera al circular el aire a través del circuito de humos B₁

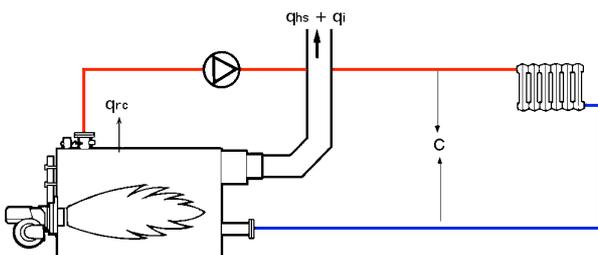


Fig III.16.- Pérdidas con la caldera en funcionamiento

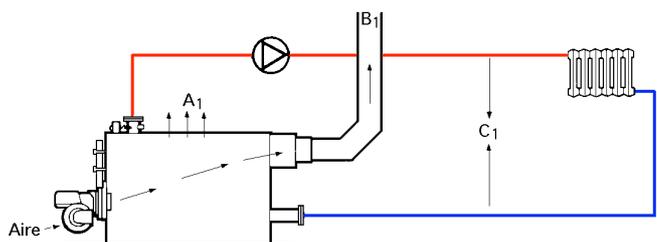


Fig III.17.- Pérdidas con la caldera parada por el termostato

Pérdida de calor en tuberías.- Hay que considerar como pérdidas en tuberías, las pérdidas de calor de las tuberías distribuidas por locales no calefactados tales como, sala de calderas, parking, etc. Las que circulan por locales calefactados, no son pérdidas, ya que indirectamente se aprovechan para calefactar el local, actuando como un emisor. La pérdida de calor por hora ($P_{\text{tuberías}}$) en Kcal/hora, en un tubo de longitud L, viene dada por la expresión:

$$P_{\text{tuberías}} = L k (T_{Fi} - T_a) , \text{ en la que: } \begin{cases} k \text{ es el coeficiente de transmisión de calor} \\ T_{Fi} \text{ es la temperatura media interior del agua} \\ T_a \text{ es la temperatura ambiente} \end{cases}$$

Para tubos aislados colocados dentro de ranuras de pared cerradas, se puede considerar $T_a = 35^\circ\text{C}$

Para tubos no aislados colocados en ranuras cerradas, se puede considerar $T_a = 45^\circ\text{C}$

Tabla III.1.- Valores de k para tubos sin aislar

Diámetro exterior en mm	15	20	25	32	40	50	57	60	80	100
Tubo horizontal	0,8	0,9	1,1	1,4	1,5	1,8	1,9	2,2	2,7	3,2
Tubo vertical	0,9	1,1	1,3	1,6	1,7	1,8	1,9	2,2	2,7	3,2

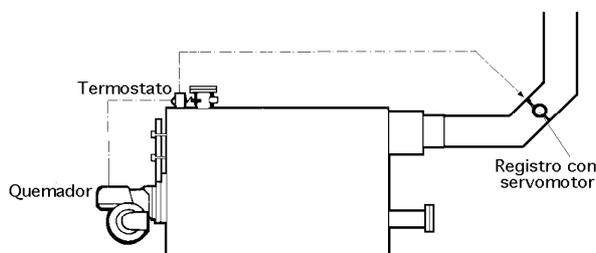


Fig III.18

El rendimiento puntual de la instalación η_i , con la caldera en funcionamiento es:

$$\eta_i = \eta_{\text{útil caldera}} - q_t = \left| q_t = \frac{P_{\text{tuberías}}}{N_u} \times 100 \right| = \eta_{\text{útil caldera}} - \frac{P_{\text{tuberías}}}{N_u} \times 100$$

en la que: $\left\{ \begin{array}{l} q_t \text{ es el \% de pérdidas térmicas en tuberías} \\ P_{\text{tuberías}} \text{ son las pérdidas de calor en tuberías en Kcal/h} \\ N_u \text{ es la potencia útil de la caldera en Kcal/hora} \end{array} \right.$

Las pérdidas en tuberías dependen de sus dimensiones, longitud y si están o no térmicamente aisladas.

- Si la caldera se ha parado por el termostato, ésta y las tuberías continúan perdiendo calor C_1 y paulatinamente irá descendiendo la temperatura del agua que contienen, Fig III.17.

- En la caldera se originan dos tipos de pérdidas:

Las de radiación y convección con su entorno A_1

La de enfriamiento del circuito de humos por la circulación de aire a través de él B_1 , Fig III.17.

Esta última pérdida se puede reducir considerablemente utilizando quemadores que al dejar de funcionar, cierran automáticamente el registro del aire que incorporan; de no disponer en el quemador de este automatismo se puede intercalar un registro con servomotor, en el tramo de conexión de la caldera con la chimenea, que trabajaría en serie con el quemador, Fig III.18.

En consecuencia, cuando la caldera ha parado por la acción del termostato, en la instalación se producirán siempre unas pérdidas de calor, cuya cuantía dependerá del aislamiento de la caldera, del tipo de quemador, del aislamiento de las tuberías y del tiempo en que permanece parada la caldera t_2 , es decir:

$$\text{Pérdidas: } P_p = (A_1 + B_1 + C_1) t_2 = \text{Pérdidas} \times t_2$$

pérdidas que pueden hacer bajar ostensiblemente el rendimiento de la instalación.

Cálculo de la dilatación en tuberías.- Durante el trazado de las tuberías, se debe tener en cuenta la dilatación de las mismas; este aumento de longitud se puede determinar mediante la expresión:

$$\Delta L = L \alpha \Delta T, \text{ en la que: } \begin{cases} \Delta L \text{ es la longitud que la tubería ha dilatado, en mm} \\ L \text{ es la longitud inicial de la tubería en m.} \\ \alpha \text{ es el coeficiente de dilatación que para el } \begin{cases} \text{acero a } 80^{\circ}\text{C vale } 0,96 \text{ mm por metro} \\ \text{cobre a } 80^{\circ}\text{C vale } 1,36 \text{ mm por m} \\ \text{latón a } 80^{\circ}\text{C vale } 1,52 \text{ mm por m} \end{cases} \\ \Delta T \text{ es la diferencia de temperaturas entre la media del fluido y la temperatura ambiente} \end{cases}$$

III.9.- CONSIDERACIONES ECONÓMICAS

Para el cálculo económico de la explotación de una instalación se utiliza el llamado rendimiento estacional que abarca un período de tiempo más largo, como podría ser el invierno o el verano.

Tabla III.2.- Pérdidas de calor en tuberías, sin aislamiento térmico, por metro lineal de tubería, en Kcal/hora

Diámetro	Temperatura media - Temperatura ambiente																
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
3/8"	10	15	17	21	25	29	33	37	41	45	49	53	57	61	65	70	73
1/2"	12	17	21	26	31	36	41	46	51	55	60	65	70	75	80	85	89
3/4"	14	19	25	31	37	42	48	54	59	65	71	76	82	88	94	99	105
1"	16	23	29	36	42	49	56	62	69	75	82	89	95	102	109	115	122
5/4"	19	27	35	43	50	58	66	74	82	90	98	106	113	121	129	137	145
3/2"	21	30	38	47	56	65	73	82	91	99	108	117	126	134	143	152	161
2"	25	35	45	55	66	76	86	97	107	117	127	138	148	158	169	179	189
5/2"	30	43	56	68	81	94	107	119	132	145	158	170	183	195	208	221	233
57	26	37	48	59	70	81	92	103	114	124	135	146	157	168	179	190	201
64	28	40	52	64	76	88	99	111	123	135	147	159	170	182	194	206	218
70	30	43	56	68	81	94	107	119	132	145	158	170	183	195	208	221	233
82	35	49	64	78	93	107	122	136	151	165	180	195	209	224	238	253	267
94	39	56	72	88	105	121	137	154	170	186	203	219	239	252	268	284	301
106	43	61	79	97	115	134	152	170	188	208	224	242	260	278	296	314	332
119	48	68	87	107	127	147	167	187	207	227	246	266	286	306	326	346	366
131	52	74	96	117	139	161	182	204	226	247	269	291	313	334	356	378	399
143	16	80	103	126	150	173	197	220	243	267	290	314	337	360	384	407	430
156	61	86	111	136	161	187	212	237	262	288	313	338	363	389	414	439	464

Tabla III.3.- Pérdidas de calor en tuberías, con aislamiento térmico, por metro lineal de tubería, en Kcal/hora

Diámetro	Temperatura media - Temperatura ambiente																
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
3/8"	1	2	3	4	5	6	7	7	8	9	10	11	12	12	13	14	15
1/2"	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
3/4"	3	4	5	6	7	8	10	11	12	13	14	15	16	18	19	20	21
1"	3	5	6	7	8	10	11	12	14	15	16	18	19	20	22	23	24
5/4"	4	5	7	9	10	12	13	15	16	18	20	21	23	24	26	27	29
3/2"	4	6	8	9	11	13	14	15	18	20	22	23	25	27	29	30	32
2"	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	28	30	32	34	36	38
5/2"	6	9	11	14	16	19	21	24	26	29	31	34	37	39	42	44	47
57	5	7	10	12	14	16	18	21	23	25	27	29	31	34	36	38	40
64	6	8	10	13	15	18	20	22	25	27	29	32	34	36	39	41	44
70	6	9	11	14	16	19	21	24	26	29	31	34	37	39	42	44	47
82	7	10	13	16	19	21	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	53
94	8	11	14	18	21	24	27	31	34	37	39	42	45	48	54	57	60
106	9	12	16	19	23	27	30	34	38	41	45	48	52	56	59	63	66
119	10	14	17	21	25	29	33	37	41	45	49	53	57	61	65	69	73
131	10	15	19	23	28	32	36	41	45	49	54	58	63	67	71	76	80
143	11	16	21	25	30	35	39	44	49	53	58	63	67	72	77	81	86
156	12	17	22	27	32	37	42	47	52	58	63	68	73	78	83	88	93

Calculo del rendimiento estacional

La potencia desarrollada por la caldera durante un tiempo de funcionamiento t_1 es: $N = N_u t_1$

El consumo de combustible: $G = \frac{N}{(PCI) \eta_i} = \frac{N_u t_1}{(PCI) \eta_i} \Rightarrow \eta_i = \frac{N_u t_1}{(PCI) G}$

Las pérdidas de la instalación con caldera parada por el termostato durante el tiempo t_2 son:

$$P_p = (A_1 + B_1 + C_1) t_2 = \text{Pérdidas} \times t_2$$

Potencia neta aprovechada: $N_n = N - N_p = N_u t_1 - \text{Pérdidas} \times t_2$

Rendimiento estacional de la instalación: $\eta_{est} = \frac{N_n}{(PCI) G} = \frac{N_u t_1 - \text{Pérd} \times t_2}{(PCI) G} = \eta_i \cdot \frac{\text{Pérd} \times t_2}{(PCI) G} =$
 $= \eta_i \cdot \frac{\text{Pérd} \times t_2}{(PCI) \frac{N_u t_1}{(PCI) \eta_i}} = \eta_i \cdot \frac{\eta_i \text{Pérd} \times t_2}{N_u t_1} = \frac{\eta_i (N_u t_1 - \text{Pérd} \times t_2)}{N_u t_1} = \frac{\eta_i (N - N_p)}{N} = \frac{\eta_i N_n}{N}$

III.10.- RESUMEN DE RENDIMIENTOS

Pérdidas de calor sensible q_{hs} + Pérdidas inquemados $q_i \approx 9\%$

CALDERA $\left\{ \begin{array}{l} 1) \text{ Rendimiento de la combustión: } \eta_c = 100 - (q_{hs} + q_i) = 91\% \\ \text{Pérdidas por radiación y convección: } q_{rc} \approx 2\% \\ 2) \text{ Rendimiento útil de la caldera: } \eta_u = \eta_c - q_{rc} = 89\% \\ \text{Pérdidas en las tuberías: } q_t \approx 3\% \end{array} \right.$

INSTALACIÓN $\left\{ \begin{array}{l} 3) \left\{ \begin{array}{l} \text{Rendimiento instalación puntual: } \eta_i = \eta_u - q_t = 86\% \\ \text{Pérdidas en la instalación con la caldera parada: } N_p \end{array} \right. \\ 4) \text{ Rend. estacional de la instalación: } \eta_{estac} = \frac{\eta_i (N - N_p)}{N} = \frac{\eta_i N_n}{N} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \text{en invierno: } 77\% \\ \text{en verano: } 66\% \end{array} \right. \end{array} \right.$

Estos valores de los rendimientos son orientativos, similares a los que tendría una caldera de chapa. Los valores del rendimiento estacional pueden variar sustancialmente por cuanto dependen del tipo de regulación, del exceso de potencia de la caldera y del aislamiento.

Ejemplo III.2.- Se trata de una caldera que se va a utilizar para la producción de agua caliente sanitaria. En invierno, como la caldera va a trabajar mucho más tiempo que en verano, el rendimiento estacional será menor en verano que en invierno.

Datos: Caldera de 18.000 Kcal / hora

Combustible, gasóleo de PCI = 8.900 Kcal / litro

Pérdidas térmicas en tuberías cuando está en funcionamiento la caldera, 3%

Pérdidas estimadas en la instalación (caldera y tuberías) cuando está parada por termostato, 1.200 Kcal / hora

Tiempo medio que funciona la caldera durante el día, En invierno 11 horas; en verano 6 horas

Para determinar el rendimiento estacional en invierno y en verano, se determina en primer lugar el rendimiento puntual de la instalación que será el mismo para las dos estaciones:

$$\eta_i = \eta_{\text{útil caldera}} - q_t = 85\% - 3\% = 82\% = 0,82$$

INVIERNO

Potencia diaria desarrollada por la caldera: $N = N_u \eta_i = 18.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times 11 \text{ h} = 198000 \text{ Kcal}$

Consumo de combustible: $G = \frac{N}{(PCI) \eta_i} = \frac{198000}{8900 \times 0,82} = 27,1 \text{ litros gasóleo día}$

$$\text{Pérdidas diarias de la instalación: } N_p = \text{Pérd} \times t = 1200 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} (24 - 11) \text{ horas} = 15600 \text{ Kcal}$$

$$\text{Potencia neta aprovechada: } N_n = N - N_p = 198000 \text{ Kcal} - 15600 \text{ Kcal} = 182400 \text{ Kcal}$$

$$\text{Rendimiento estacional en invierno: } \begin{cases} \eta_{est} = \frac{N_n}{(PCI) G} = \frac{182400}{8900 \frac{\text{Kcal}}{\text{litro}} \times 27,1 \text{ lit}} = 0,76 = 76\% \\ \eta_{est} = \frac{\eta_i N_n}{N} = \frac{0,82 \times 182400}{198000} = 0,76 = 76\% \end{cases}$$

VERANO

$$\text{Potencia diaria desarrollada por la caldera: } N = N_u \eta_i = 18.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times 6 \text{ h} = 108000 \text{ Kcal}$$

$$\text{Consumo de combustible: } G = \frac{N}{(PCI) \eta_i} = \frac{108000}{8900 \times 0,82} = 14,8 \text{ litros gasóleo día}$$

$$\text{Pérdidas diarias de la instalación: } N_p = \text{Pérd} \times t = 1200 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} (24 - 6) \text{ horas} = 21600 \text{ Kcal}$$

$$\text{Potencia neta aprovechada: } N_n = N - N_p = 108000 \text{ Kcal} - 21600 \text{ Kcal} = 86400 \text{ Kcal}$$

$$\text{Rendimiento estacional en verano: } \eta_{est} = \frac{N_n}{(PCI) G} = \frac{86400}{8900 \frac{\text{Kcal}}{\text{litro}} \times 14,8 \text{ lit}} = 0,66 = 66\%$$

El ejemplo desarrollado, ha considerado una caldera destinada exclusivamente para producción de agua caliente sanitaria. Sin embargo, existen muchas instalaciones centralizadas en bloques de viviendas en que la caldera efectúa en invierno los servicios de calefacción y de producción de A.C.S. y en verano sólo el de A.C.S.

El rendimiento estacional en verano es muy bajo ya que hay exceso de potencia de caldera.

Ejemplo III.3

Caldera de 200.000 Kcal/h (Calefacción + A.C.S.)

Combustible gasóleo, PCI = 8.900 Kcal/litro

Rendimiento útil de la caldera, 89%

Pérdidas en tuberías, 3%

Pérdidas estimadas en la instalación con caldera parada por termostato 4.000 Kcal/h

Consumo diario de A.C.S. en verano 6.000 lit a 45°C

Temperatura agua red en Verano 20°C

Determinar el rendimiento estacional de Verano.

$$\text{Potencia diaria para calentar el agua de 20°C a 45°C: } N_n = 6000 \text{ lit} \times (45 - 20)^\circ\text{C} = 150000 \text{ Kcal}$$

$$\text{Tiempo de funcionamiento de la caldera: } t = \frac{N_n}{N_u} = \frac{150000 \text{ Kcal}}{200000 \text{ (Kcal/hora)}} = 0,75 \text{ horas}$$

$$\text{Pérdidas diarias de la instalación: } N_p = \text{Pérd} \times t_2 = 4000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} (24 - 0,75) \text{ horas} = 93000 \text{ Kcal}$$

$$\text{Potencia diaria a desarrollar por la caldera: } \begin{cases} \text{Calentamiento agua.....}150.000 \text{ Kcal} \\ \text{Pérdidas.....}93.000 \text{ Kcal} \\ \text{N.....}243.000 \text{ Kcal} \end{cases}$$

$$\text{Rendimiento puntual: } \eta_i = \eta_{\text{útil caldera}} - q_t = 89\% - 3\% = 86\% = 0,86$$

$$\text{Consumo de combustible: } G = \frac{N}{(PCI) \eta_i} = \frac{243000}{8900 \times 0,86} = 31,75 \text{ litros gasóleo día}$$

$$\text{Rendimiento estacional: } \eta_{est} = \frac{N_n}{(PCI) G} = \frac{150000}{8900 \text{ (Kcal/litro)} \times 31,75 \text{ litro}} = 0,53 = 53\%$$

Consideraciones finales.- Para mejorar o mantener el rendimiento estacional η_{est} con valores elevados se deberán tener en cuenta los siguientes puntos:

- *Adaptar la caldera a las necesidades de la instalación.-* Sabemos que la elección de la potencia calorífica de la caldera cuando se va a utilizar para calefacción, se hace para unas condiciones míni-

mas de temperatura exterior, que en la práctica se dan en muy pocos días. Por lo tanto, en la mayoría del período invernal habrá un exceso de potencia en la caldera.

En todas las zonas climáticas de la península la temperatura media exterior (ambiente) durante el período de calefacción suele oscilar entre 7°C y 9°C. Para estas condiciones de temperatura exterior las necesidades caloríficas serían, de acuerdo con la gráfica representada en la Fig III.17:

$$\frac{100}{24} = \frac{x}{12} \Rightarrow x = 50\%$$

Las necesidades caloríficas son del 50% de las de cálculo, Fig III.19.

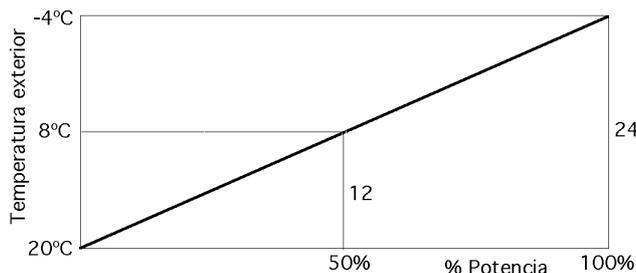


Fig III.19.- Necesidades caloríficas

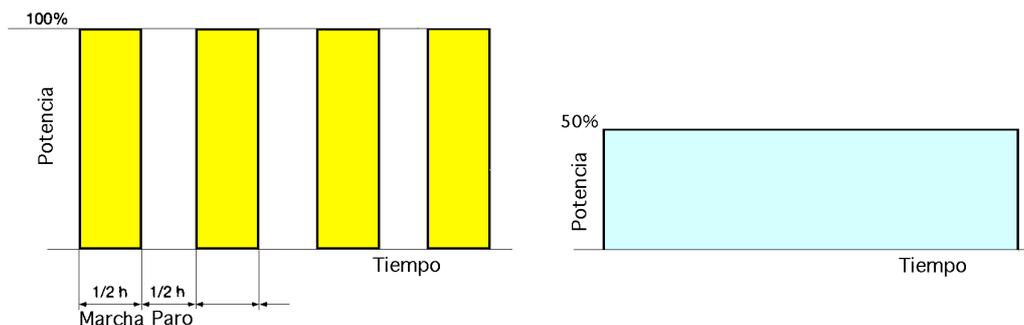


Fig III.20.- a) Comportamiento teórico del funcionamiento de un quemador de una etapa, de potencia 100%
b) Comportamiento teórico del funcionamiento de un quemador de una etapa, de potencia 50%

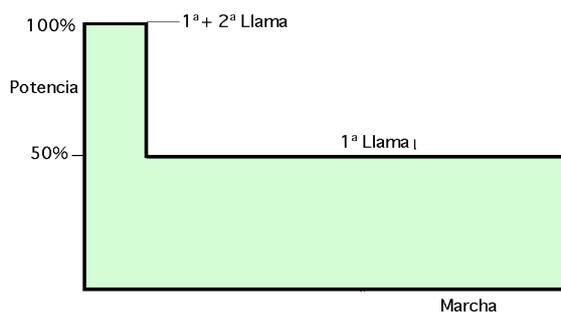


Fig III.21.- Comportamiento teórico del funcionamiento de un quemador de dos etapas, de potencia 50% cada una

Si se utiliza un quemador de una sola etapa (1 llama) y el calibrado de la boquilla se ha hecho para una potencia del 100%, el comportamiento de funcionamiento sería el indicado en la Fig III.20.a, observándose que el quemador funciona discontinuamente, por lo que existe un exceso de potencia del 50%, el tiempo de paro es largo y el rendimiento estacional η_{est} es bajo.

Para mejorar este rendimiento se pueden adoptar dos soluciones:

a) Sustituir la boquilla por una calibrada al 50% de la potencia, Fig III.20.b, por lo que el quemador funcionaría en forma continua.

b) Colocar un quemador de dos etapas, en donde la boquilla de la 1ª llama y la de la 2ª llama aporten cada una de ellas el 50% de la potencia, haciendo trabajar el quemador con la 1ª llama, Fig III.21

En esta situación el quemador funcionaría también en forma continua, pero sólo actuarían las dos boquillas al tiempo en determinados momentos, mientras que en otros sólo actuaría una. La mejor solución sería la *b* ya que si la instalación está fría, de modo automático entraría la 2ª llama, factor importante para elevar rápidamente la temperatura del agua de la caldera para evitar condensaciones, cosa que ocurre si por la noche se ha parado la instalación.

Las gráficas expuestas de funcionamiento de los quemadores son teóricas, ya que se ha considerado una temperatura exterior constante de 8°C que en realidad no ocurre casi nunca, ya que para una temperatura media de 8°C siempre existen en el día unas temperaturas superiores e inferiores, Fig III.22.

El comportamiento más real de funcionamiento de un quemador de dos llamas (boquillas), suponiendo que la instalación se pone en marcha a las 6 de la mañana y se para a las 10 de la noche, sería el representado en la gráfica de la Fig III.23.

- *Independizar el servicio de calefacción y el de producción de agua caliente sanitaria.*- Es conveniente utilizar una caldera sólo para el servicio de calefacción y otra para el de producción de A.C.S. El actual reglamento lo exige para potencias de caldera superiores a 50 kW ó 43.000 Kcal/h.

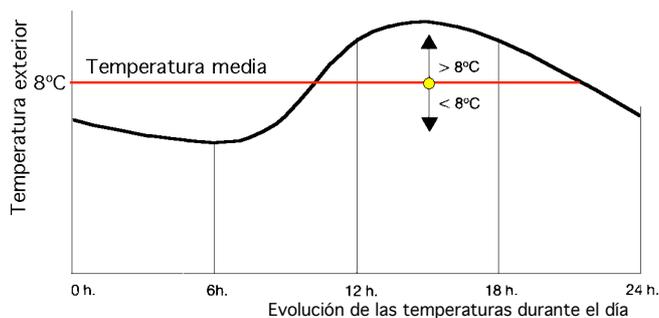


Fig III.22.- Evolución de las temperaturas durante el día

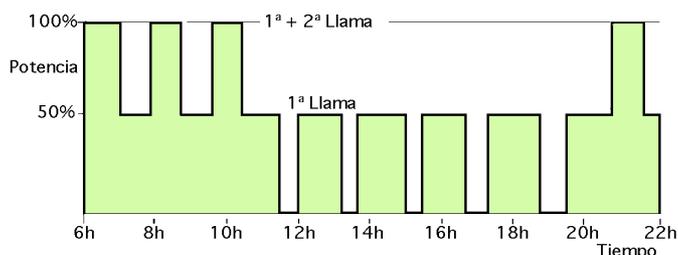


Fig III.23.- Comportamiento real de funcionamiento de un quemador de dos llamas

- *Instalar dos o más calderas en lugar de una sola.*- Con ello se consigue una adaptación más correcta a las necesidades caloríficas de la instalación. El reglamento lo obliga para potencias nominales superiores a 300 kW ó 258.000 Kcal/h.

- *Tener el quemador y caldera en óptimas condiciones de funcionamiento.*- El quemador y la caldera deben estar limpios; en estas condiciones se obtienen los mejores rendimientos.

- *Efectuar una buena regulación de la combustión.*- El contenido de CO₂ en una buena combustión, para los combustibles más utilizados es:

Gasóleo: 12 ÷ 13% CO₂ ; Gas Natural: 9 ÷ 10% CO₂ ; Carbón: 13 ÷ 16% CO₂

III.11.- CALCULO DEL CONSUMO DE AGUA CALIENTE SANITARIA

La determinación del consumo de agua caliente sanitaria no se puede valorar matemáticamente,

por lo que el cálculo se debe establecer sobre la base de datos estadísticos, que cubren las necesidades en el momento más desfavorable de la demanda.

Estos datos atienden a:

- { Número de habitaciones
- { Número de personas
- { Nivel de confort
- { Número de aparatos sanitarios de consumo
- { Clase o tipo de edificio

Sea cual fuere el sistema de producción de agua caliente para usos sanitarios y la temperatura máxima del fluido que deba calentarla, las necesidades de agua caliente se determinan a partir de el:

- *Cálculo de la necesidad máxima horaria (hora punta)*

- *Cálculo de la necesidad diaria:* Para ello es necesario haber determinado los consumos de agua caliente para cada aparato y el consumo por día para distintos tipos de edificio.

Otra forma posible de determinar el consumo diario en una vivienda es relacionando personas y habitaciones, según la igualdad:

$$1 \text{ Habitación} = 1,5 \text{ personas}$$

El consumo estimado por persona y día es: 1 persona = 57 litros / día a 45°C

Tabla III.4.- Consumo en viviendas por utilización de aparatos, en función de la temperatura

Aparato	Consumo (litros)	Temperatura °C
Fregadero	20	60
Lavabo	6	40
Ducha	40 (35)	40 (45)
Bidé	6	40
Bañera	128 (110)	40 (45)

Tabla III.5.- Consumo diario en viviendas, en litros, a 45°C

N° Habitaciones	3	4
N° Personas	3 a 5	4 a 7
APARATOS		
Fregadero	46 lts.	57 lts.
Lavabo	18 lts.	23 lts.
Ducha	46 lts.	46 lts.
Bidé	6 lts.	11 lts.
Bañera	125 lts.	250 lts.
TOTAL	241 lts.	387 lts.

- *Corrección del consumo para distintas temperaturas de utilización.*- Para transformar los consumos ofrecidos en los anteriores cuadros a distintas temperaturas de uso se puede utilizar:

$$\text{Caudal necesario} = \text{Caudal conocido} \times \frac{T_{\text{conocida}} - T_{\text{agua fría}}}{T_{\text{deseada}} - T_{\text{agua fría}}}$$

Ejemplo III.1.- Se trata de conocer la cantidad de agua a 45°C que se necesitará para una bañera si se sabe que se precisan 70 litros a 60°C para una utilización. La temperatura del agua de red es de 15°C.

$$\frac{70 (60 - 15)}{45 - 15} = 105 \text{ litros a } 45^\circ\text{C}$$

III.2.- CALCULO DEL CONSUMO DE AGUA CALIENTE EN UN BLOQUE DE VIVIENDAS

La cantidad de agua caliente que puede considerarse como demanda para un determinado número de viviendas resulta de aplicar alguna de las formas de cálculo expuestas, procedimientos de cálculo que están relacionados entre si ya que, aproximadamente, el consumo diario equivale a 3 ó 4 veces el consumo punta en una hora. (Relación válida para más de 20 aparatos).

Una orientación en porcentaje de la distribución del consumo en viviendas, en función de las horas del día, se refleja en la gráfica de la Fig III.24.

El cálculo del horario punta se realiza mediante la expresión:

$$C_h = 1,2 Y (L_1 R_1 + L_2 R_2), \text{ en la que: } \begin{cases} C_h \text{ es el consumo horario punta en litros / hora} \\ L_1 \text{ es el consumo de la bañera en litros (110 litros a } 45^\circ\text{C)} \\ L_2 \text{ es el consumo de la ducha en litros (35 litros a } 45^\circ\text{C)} \\ R_1 \text{ es el número de bañeras y } R_2 \text{ el de duchas} \\ Y \text{ es el coeficiente de simultaneidad horaria (Ver gráfico)} \\ 1,2 \text{ es un factor de aumento por pérdidas en tuberías e incrustaciones} \end{cases}$$

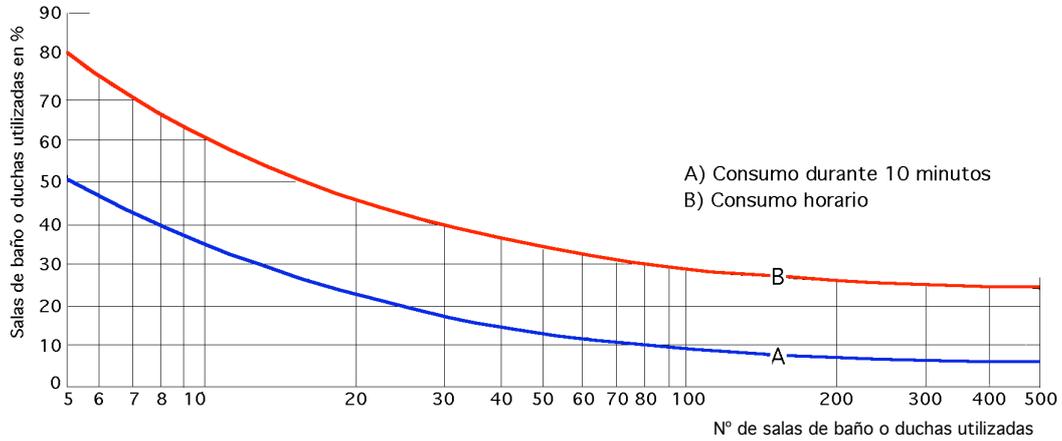


Fig III.24.- Curvas de simultaneidad en viviendas

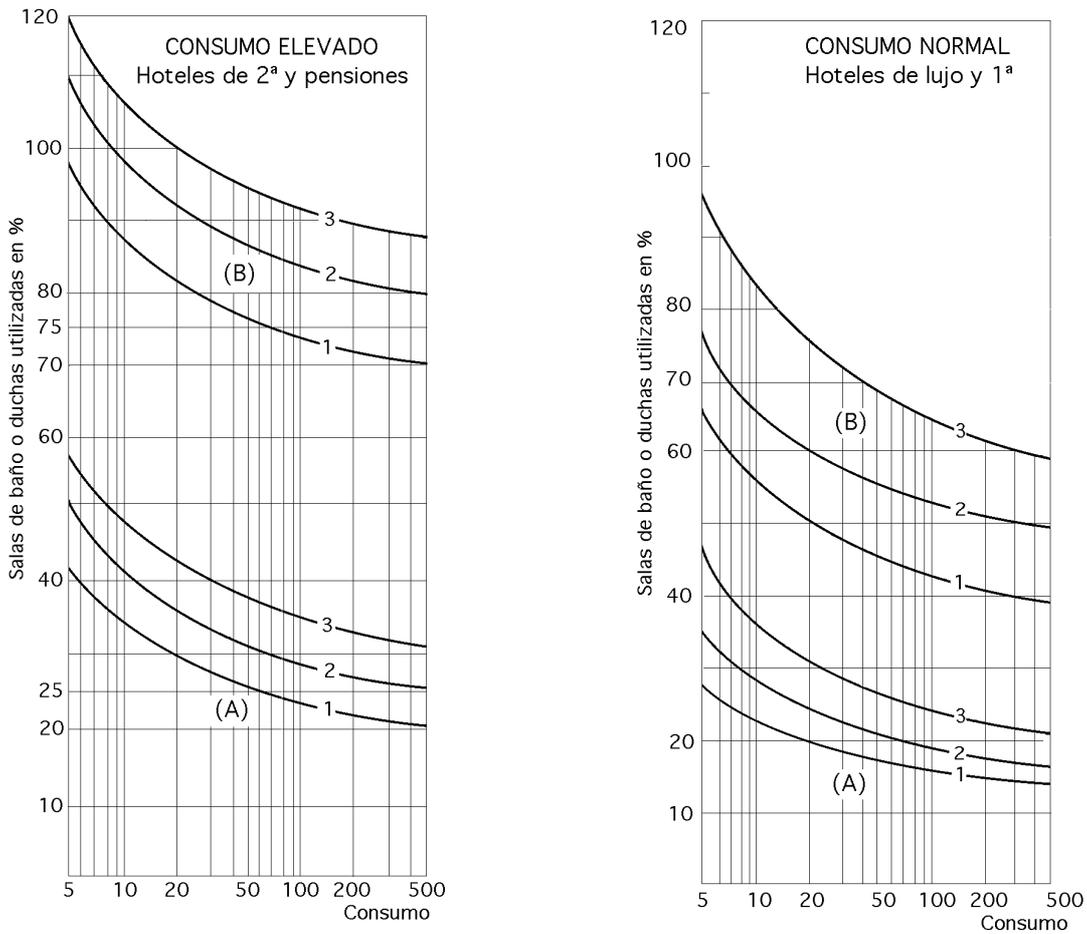


Fig III.25.- Gráficos para el cálculo horario punta de consumo de agua

Ejemplo III.2.- Determinar los consumos horario punta y diario en un bloque de 40 viviendas con 3 habitaciones cada una, un cuarto de baño y un aseo con ducha.

La curva de simultaneidad nos da para el punto 80 en el eje de abscisas (40 baños + 40 duchas), un coeficiente $Y = 0,32$

por lo que:

$$\text{Consumo horario punta: } C_h = 1,2 \times 0,32 (110 + 35) \times 40 = 2227 \frac{\text{litros}}{\text{hora}} \text{ a } 45^\circ\text{C}$$

Consumo diario.- Según la Tabla III.2 el consumo diario en viviendas de 3 habitaciones se estima en 241 lts. a 45°C, luego: $241 \times 40 = 9.640 \frac{\text{litros}}{\text{día}}$ a 45°C

Ejemplo III.3.- Determinar los consumos horario punta y diario en un bloque de 10 viviendas con 4 habitaciones cada una, dos cuartos de baño y un aseo con ducha.

La curva de simultaneidad proporciona para el punto 30 (20 baños + 10 aseos) un coeficiente, $Y = 0,42$, por lo que:

$$\text{- Consumo horario punta: } C_h = 1,2 \times 0,42 \{(110 \times 20) + (35 \times 10)\} = 1285 \frac{\text{litros}}{\text{hora}} \text{ a } 45^\circ\text{C}$$

$$\text{- Consumo diario: } 87 \times 40 = 3870 \frac{\text{litros}}{\text{día}} \text{ a } 45^\circ\text{C}$$

III.3.- CALCULO DEL CONSUMO DE AGUA CALIENTE EN HOTELES

Al igual que en el caso de viviendas, la determinación del consumo de agua caliente en hoteles puede hacerse partiendo del $\left\{ \begin{array}{l} \text{Cálculo de las necesidades hora máximas (hora punta)} \\ \text{Cálculo de las necesidades diarias} \end{array} \right.$

Para ello, sea cual fuere el procedimiento para la producción de agua caliente, son válidos los valores de las Tablas III.5 y 6.

Tabla III.6.- Consumo por persona y día

Categoría hotel	Consumo (litros) mínimo-máximo	Temperatura °C
Lujo	140-425	45
1ª Clase	110-170	45
2ª Clase	85-140	45
Otras categorías	55-110	45

El cálculo horario punta, se efectuará de acuerdo con la expresión:

$$C_b = L_1 R_1 Y, \text{ en la que: } \left\{ \begin{array}{l} C_h \text{ es el consumo horario punta} \\ L_1 \text{ es el consumo por bañera en litros (110 litros a } 45^\circ\text{C)} \\ R_1 \text{ es el número de bañeras o duchas} \\ Y \text{ es el coeficiente de simultaneidad horaria} \end{array} \right.$$

Las curvas 1, 2 y 3 representan la relación $\frac{\text{bañeras}}{\text{camas}}$: $\left\{ \begin{array}{l} \text{Curva 1} \Rightarrow 0,5 \\ \text{Curva 2} \Rightarrow 0,3 \\ \text{Curva 3} \Rightarrow 0,15 \end{array} \right.$

Las habitaciones con camas dobles (matrimonio) se consideran como de dos camas.

Ejemplo III.4.- Determinar los consumos hora punta y diario de un hotel de 2ª categoría con 100 habitaciones individuales y 30 baños.

Relación bañeras / camas = 0,3 (curva 2)

Coefficiente Y (Punto 30 curva 2) consumo normal = 58%

$$C_h = 100 \times 30 \times 0,58 = 1.914 \frac{\text{litros}}{\text{hora}} \text{ a } 45^\circ\text{C}$$

$$\text{Consumo diario: } \left\{ \begin{array}{l} 85 \times 30 = 2550 \text{ (litros / día) mínimo} \\ 140 \times 30 = 4200 \text{ (litros / día) máximo} \end{array} \right.$$

Ejemplo III.5.- Determinar los consumos horario punta y diario en un hotel de 1ª categoría con 75 habitaciones dobles y 25 individuales, todas con cuarto de baño.

$$\text{Número de camas} = (75 \times 2) + 25 = 175$$

$$\text{Relación } \frac{\text{bañeras}}{\text{camas}} = 0,57 \text{ (curva 1)}$$

Coefficiente Y (punto 100 curva 1) consumo elevado = 75%

$$C_h = 110 \times 100 \times 0,75 = 8.250 \frac{\text{litros}}{\text{hora}} \text{ a } 45^\circ\text{C}$$

$$\text{Consumo diario: } \begin{cases} 110 \times 100 = 11000 \frac{\text{litros}}{\text{día}} \text{ mínimo} \\ 170 \times 100 = 17000 \frac{\text{litros}}{\text{día}} \text{ máximo} \end{cases}$$

$$G_{\text{anual comb.}} = 24 \frac{Z(T_a - T_{\text{ext. media}}) a b c Q}{(T_a - T_{\text{ext. mínima}}) (PCI) g_i}$$

III.4.- CALEFACCION DEL AGUA EN PISCINAS DESCUBIERTAS

Calentar el agua de una piscina requiere intercalar en paralelo, en el circuito para el tratamiento del agua, un intercambiador de calor por el que circule parte del agua aspirada por la bomba.

El intercambiador deberá dimensionarse de tal manera que pueda ceder al agua de la piscina una potencia calorífica suficiente para compensar las pérdidas de calor en el agua de la piscina y para calentar la de la red hasta la temperatura deseada.

Una temperatura del agua entre 24°C y 26°C se considera como ideal.

El tiempo para conseguir esta temperatura se estima entre 24 y 48 horas para las privadas y de 36 a 72 horas para las públicas.

Las pérdidas de calor diarias deben compensarse en un tiempo entre 4 y 6 horas.

Valor de las pérdidas de calor en función de la capacidad:

$$P_{\text{calor}} = V \frac{T_{\text{agua piscina}} - T_{\text{agua red}}}{N_{\text{horas}}}, \text{ en la que } \begin{cases} P_{\text{calor}}, \text{ es la potencia calorífica en Kcal/h} \\ V, \text{ es el volumen de agua en litros} \\ N_{\text{horas}}, \text{ es el número de horas de preparación} \end{cases}$$

Valor de las pérdidas de calor en función del plano de superficie:

$$P_{\text{calor}} = K S (T_{\text{agua piscina}} - T_{\text{aire ambiente}})$$

$$\text{siendo: } \begin{cases} S, \text{ la superficie en m}^2 \text{ del plano de agua} \\ K, \text{ un coeficiente empírico de las pérdidas acumuladas por } \begin{cases} \text{evaporación en la superficie} \\ \text{conductividad de las paredes} \\ \text{convección y radiación de la superficie} \end{cases} \end{cases}$$

Los coeficientes K tienen, durante el tiempo de caldeo, un valor medio del orden de 28

Las pérdidas de calor totales son de la forma:

$$P_{\text{calor}} = V \frac{T_{\text{agua piscina}} - T_{\text{agua red}}}{N_{\text{horas}}} + 28 S (T_{\text{agua piscina}} - T_{\text{aire ambiente}})$$

Durante el régimen de funcionamiento la potencia consumida diariamente es:

$$P_{\text{consumida}} = 40 \times S \times 24 (T_{\text{agua piscina}} - T_{\text{aire ambiente}})$$

Ejemplo III.6.- Valorar la potencia necesaria para calentar el agua de una piscina de 150.000 litros de capacidad, 50 m² de superficie plano de agua, a 26°C siendo la temperatura del agua de la red de 10°C y de 5°C la del ambiente, en un tiempo de 48 horas. Valorar igualmente la potencia consumida en una jornada.

$$P_{\text{calor}} = 150000 \frac{26 - 10}{48} + \{28 \times 50 (26 - 5)\} = 79400 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}$$

$$P_{\text{consumida}} = 40 \times 50 \times 24 (26 - 5) = 79400 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}}$$

Para determinar la potencia necesaria para la producción de agua sanitaria destinada a las duchas en piscinas públi-

cas, pueden tomarse los siguientes valores:

Temperatura del agua sanitaria de 37°C, en invierno

Caudal medio para cada ducha, 320 litros / hora

1,5 bañistas por m² de superficie plano de agua

1 ducha instalada por cada 50 bañistas

En este caso la potencia instantánea para las duchas es: $P_{calor} = 320 (37 - T_{agua\ red}) \frac{1,5 S}{50}$

III.5.- CALCULO DEL CONSUMO ANUAL DE COMBUSTIBLE

La exigencia calorífica calculada para una instalación depende de las condiciones climatológicas; basadas en datos estadísticos, que pueden no corresponderse con las reales. Para hacer el cálculo del consumo por temporada de calefacción, o anual de combustible, deben aplicarse factores de corrección que hagan del valor resultante el más cercano a la realidad, en cuanto al consumo de energía, que viene determinado por la expresión:

$$G_{anual\ comb.} = 24 \frac{Z (T_a - T_{ext.\ media}) a b c Q_{pérd}}{(T_a - T_{ext.\ mínima}) (PCI) \gamma_i}$$

en la que:

$G_{anual\ comb.}$ es el consumo anual de combustible en kg o m³ (calefacción)

Z es el número de días de calefacción

T_a es la temperatura ambiente

$T_{ext.\ media}$ es la temperatura exterior media durante periodo de calefacción

$T_{ext.\ mínima}$ es la temperatura exterior mínima

γ_i es el rendimiento total de la instalación (caldera, regulación, distribución, etc)

a es un factor de reducción de la temperatura: $\begin{cases} \text{Hospitales: } 1 \\ \text{Viviendas plena calefacción: } 0,95 \\ \text{Viviendas reducción nocturna: } 0,9 \\ \text{Escuelas: } 0,8 \end{cases}$

b es un Factor de reducción de servicio: $\begin{cases} \text{Viviendas calefacción continua: } 1 \\ \text{Viviendas con reducción servicio fines de semana, etc: } 0,9 \\ \text{Escuelas: } 0,7 \end{cases}$

c es un factor de corrección de la exigencia calorífica: $c = \frac{Q_t}{Q_{pérd}}$

Q_t pérdidas de calor por transmisión

$Q_{pérd}$ pérdidas térmicas totales

$Z (T_a - T_{ext.\ media})$ se corresponde a los grados día con referencia a una media de 15°C

La temperatura mensual media es el promedio de las temperaturas diarias de todo un mes.

En la Fig III.26 se ha representado el gráfico de la curva anual, limitada a la temporada de calefacción, con un valor límite de 15°C de principio y final de temporada y 20°C como temperatura normal en el interior.

En este caso el número de grados-día corresponde al área rayada, limitada por la curva, por la línea de temperatura interior y por las ordenadas del

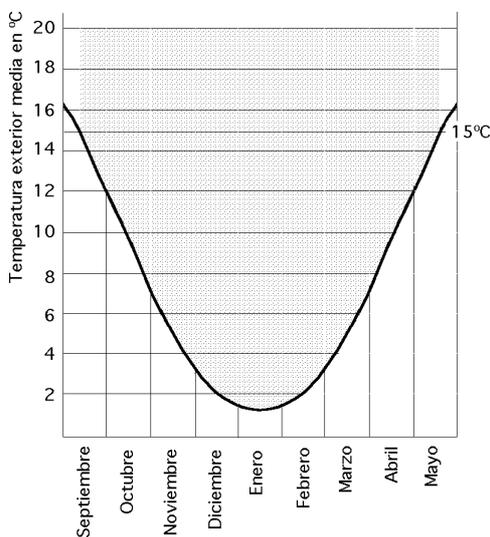


Fig III.26.- Curva anual limitada a la temporada de calefacción

principio y final de temporada de calefacción.

El espacio entre estas determina el número de días de calefacción.

Ejemplo III.7

Número de días de calefacción: $Z = 140$

Temperatura ambiente: $T_a = 20^\circ\text{C}$

Temperatura exterior media durante el período de calefacción: $T_{ext. media} = 10^\circ\text{C}$

Temperatura exterior mínima: $T_{est. mínima} = 0^\circ\text{C}$

Factor de reducción de la temperatura: $a = 0,9$

Factor de reducción de servicio: $b = 0,9$

Factor de corrección de exigencia calorífica: $c = 0,95$

Pérdidas de calor: $Q_{Pérd} = 8.000 \text{ Kcal/h}$

Poder calorífico inferior del gasóleo: $(PCI) = 10.200 \text{ Kcal/kg}$

Rendimiento total de la instalación: $\gamma_i = 0,80$

$$G_{\text{anual comb.}} = 24 \frac{140 \times (20 - 10) \times 0,9 \times 0,9 \times 0,95 \times 8000}{(20 - 0) \times 10200 \times 0,8} = 1267 \text{ kg de gasóleo anual}$$